


This Page Is Inserted by IFW Operations  
and is not a part of the Official Record

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
-  TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning documents *will not* correct images,  
please do not report the images to the  
Image Problem Mailbox.**

(11)Publication number : 08-310366  
(43)Date of publication of application : 26.11.1996

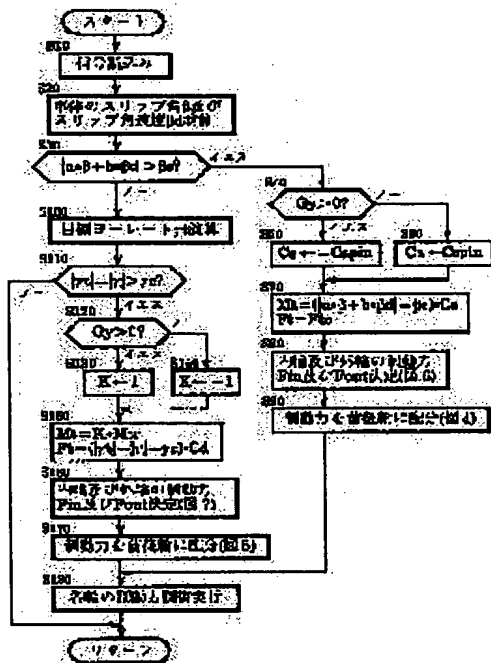
1)Application number : 07-142475  
2)Date of filing : 17.05.1995

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP  
(72)Inventor : KOIBUCHI TAKESHI

### 7) Abstract:

**JRPOSE:** To effectively and efficiently control behavior of a vehicle by finding the optimum target yaw moment and the optimum target longitudinal force according to a behavior condition of the vehicle.

**INSTITUTION:** It is determined whether behavior of a vehicle is in a spin condition or in a drift out condition (steps 30, 110), and if the behavior of the vehicle is in the spin condition, a target yaw moment  $M_t$  and a target longitudinal force  $F_x$  are decided so that the behavior of the vehicle is controlled mainly by means of the anti-spin moment. On the basis of the target yaw moment  $M_t$  and the target longitudinal force  $F_x$ , target braking forces for respective wheels are decided (steps 70–90), and if the behavior of the vehicle is in the drift out condition, the target yaw moment and the target longitudinal force are decided so that the behavior of the vehicle is controlled mainly by means of a longitudinal force (deceleration), while on the basis of the target yaw moment  $M_t$  and the target longitudinal force  $F_x$ , target braking forces for respective wheels are decided (steps 150–170).



## .GAL STATUS

date of request for examination]	23.03.1998
date of sending the examiner's decision of rejection]	
kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted into registration]	
date of final disposal for application]	
patent number]	3303605
date of registration]	10.05.2002
number of appeal against examiner's decision of rejection]	
date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]	
date of extinction of right]	

## NOTICES \*

pan Patent Office is not responsible for any  
 mages caused by the use of this translation.

This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

\*\*\*\* shows the word which can not be translated.

in the drawings, any words are not translated.

---

 AIMS
 

---

claim(s)]

claim 1] The behavior control unit of the vehicle characterized by to have a change means change the determination mode of the target yaw moment by the aforementioned target yaw moment determination means, and the determination mode of the target order force by the aforementioned target order force determination means based on the distinction result of a behavior state distinction means characterized by to provide the following to by\_which the behavior of a hicle distinguishes an understeer state or an oversteer state in the behavior control unit of a vehicle, and the prementioned behavior state distinction means A means to detect the behavior of a vehicle A target behavior setting means to set up the target behavior of a vehicle It is a target yaw moment determination means by which have a braking force-control means to control the damping force of each ring so that the behavior of a vehicle may turn into the prementioned target behavior, and the aforementioned braking force-control means asks for the target yaw moment of vehicle based on the behavior of a vehicle. A target order force determination means to search for the target order force of a vehicle based on the behavior of a vehicle

claim 2] In the behavior control unit of the vehicle of a claim 1 The aforementioned change means changes the termination mode of the aforementioned target yaw moment and the aforementioned target order force so that the havior of a vehicle may be controlled mainly by the yaw moment, when the behavior of a vehicle is distinguished by e aforementioned behavior state distinction means as it is in an oversteer state. The behavior control unit of the vehicle aracterized by changing the determination mode of the aforementioned target yaw moment and the aforementioned get order force so that the behavior of a vehicle may be controlled mainly by the order force, when it is distinguished the aforementioned behavior state distinction means that the behavior of a vehicle is in an understeer state.

claim 3] The aforementioned behavior control unit has a means to ask for the size of the friction circle of each ring, in claim 1 or the behavior control unit of the vehicle of 2. The aforementioned braking force-control means includes a braking-force-distribution determination means to calculate the size of the damping force of each ring for attaining the prementioned target yaw moment and the aforementioned target order force. When the behavior of a vehicle is stinguished by the aforementioned behavior state distinction means as it is in an oversteer state and, as for the prementioned braking-force-distribution determination means, the size of the damping force of at least one flower exceeds the size of the friction circle of this wheel being alike -- the behavior control unit of the vehicle characterized by ving priority to achievement of the aforementioned target yaw moment, and distributing the size of the damping force a right-and-left ring

claim 4] The aforementioned behavior control unit has a means to ask for the size of the friction circle of each ring, in claim 1 or the behavior control unit of the vehicle of 2. The aforementioned braking force-control means includes a braking-force-distribution determination means to calculate the size of the damping force of each ring for attaining the prementioned target yaw moment and the aforementioned target order force. When the behavior of a vehicle is stinguished by the aforementioned behavior state distinction means as it is in an understeer state and, as for the prementioned braking-force-distribution determination means, the size of the damping force of at least one flower exceeds the size of the friction circle of this wheel being alike -- the behavior control unit of the vehicle characterized by ving priority to achievement of the aforementioned target order force, and distributing the size of the damping force of ight-and-left ring

claim 5] The aforementioned behavior control unit has a means to ask for the size of the friction circle of each ring, in claim 1 or the behavior control unit of the vehicle of 2. The aforementioned braking force-control means includes a braking-force-distribution determination means to calculate the size of the damping force of each ring for attaining the prementioned target yaw moment and the aforementioned target order force. When it is distinguished by the prementioned behavior state distinction means that the behavior of a vehicle is in an oversteer state, the prementioned braking-force-distribution determination means It asks from the size of the friction circle of a rear

feel, and the item of a vehicle. "with the damping force of a rear wheel The behavior control unit of the vehicle characterized by distributing the size of the damping force of an order ring based on the ratio of the maximum damping force to which the yaw moment to generate becomes larger than the yaw moment which decreases when the lateral force of a rear wheel declines", and the maximum damping force in the size of the friction circle of a front wheel.

claim 6] The aforementioned behavior control unit has a means to ask for the size of the friction circle of each ring, in claim 1 or the behavior control unit of the vehicle of 2. The aforementioned braking force-control means includes a braking-force-distribution determination means to calculate the size of the damping force of each ring for attaining the aforementioned target yaw moment and the aforementioned target order force. The aforementioned braking-force-distribution determination means is the behavior control unit of the vehicle characterized by distributing the size of the damping force of an order ring based on the ratio of the size of the friction circle of a front wheel and a rear wheel when distinguished by the aforementioned behavior distinction means that the behavior of a vehicle is in an understeer state.

---

translation done.]

## NOTICES \*

pan Patent Office is not responsible for any  
 mages caused by the use of this translation.

This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.  
 \*\*\*\* shows the word which can not be translated.  
 n the drawings, any words are not translated.

---

 ETAILED DESCRIPTION
 

---

etailed Description of the Invention]

001]

ustrial Application] this invention relates to the behavior control unit which suppresses and reduces the good better  
 ell colander behavior like drift out or spin at the time of revolution of vehicles, such as an automobile.

002]

escription of the Prior Art] As one of the equipment which controls the behavior at the time of revolution of vehicles,  
 ch as an automobile For example, the behavior control unit constituted so that an automatic-braking-system means  
 ght be controlled to fall to the marginal vehicle speed in a mode from which a real yaw rate turns into a marginal yaw  
 e when the vehicle speed exceeds the marginal vehicle speed as indicated by JP,3-112754,A is known conventionally.  
 ie behavior control unit constituted so that the damping force of each ring might be determined that the target yaw  
 ment according to the deflection of the target deceleration and the real yaw rate according to the deflection of the  
 hicle speed and the marginal vehicle speed, and a marginal yaw rate is attained especially is known conventionally.

003] According to this behavior control unit, by making it always run a vehicle within the grip of a wheel, the  
 havior like the spin at the time of revolution or drift out which is not cut better [ good ] can be prevented, and the  
 ing nature of a vehicle can be raised.

004]

problem(s) to be Solved by the Invention] The size of the optimal yaw moment for generally stabilizing the behavior at  
 e time of revolution of a vehicle and a decelerating size change with understeer states (drift out state), the behavior  
 te (spin state), i.e., the oversteer state, of a vehicle. however, in the conventional behavior control unit indicated by  
 e above-mentioned official report, it faces determining the target yaw moment and target deceleration, and the  
 havior state of a vehicle is not taken into consideration, therefore the optimal yaw moment according to the behavior  
 te of a vehicle and the order force are generated -- it cannot make -- therefore -- also \*(ing) -- effective -- \*\* -- there  
 a problem that behavior is efficiently uncontrollable

005] this invention is made in view of the problem like \*\*\*\* in the conventional behavior control unit, and the main  
 hical problems of this invention search for the optimal target yaw moment and the target order force according to  
 e behavior state of a vehicle -- the behavior of a vehicle -- effective -- \*\* -- it is controlling efficiently

006]

means for Solving the Problem] A means to detect the composition of a claim 1, i.e., the behavior of a vehicle,  
 cording to this invention in the main technical problems like \*\*\*\*, It has a target behavior setting means to set up the  
 get behavior of a vehicle, and a braking force-control means to control the damping force of each ring so that the  
 havior of a vehicle turns into the aforementioned target behavior. A target yaw moment determination means by  
 hich the aforementioned braking force-control means asks for the target yaw moment of a vehicle based on the  
 havior of a vehicle, A behavior state distinction means by which the behavior of a vehicle distinguishes an understeer  
 te or an oversteer state in the behavior control unit of a vehicle including a target order force determination means to  
 arch for the target order force of a vehicle based on the behavior of a vehicle, With the behavior control unit of the  
 hicle characterized by having a change means to change the determination mode of the target yaw moment by the  
 orementioned target yaw moment determination means, and the determination mode of the target order force by the  
 orementioned target order force determination means based on the distinction result of the aforementioned behavior  
 te distinction means It is attained.

007] According to this invention, that main above-mentioned technical problems should be attained effectively  
 oreover, in the composition of a claim 1 The aforementioned change means changes the determination mode of the  
 orementioned target yaw moment and the aforementioned target order force so that the behavior of a vehicle may be  
 ntrolled mainly by the yaw moment, when the behavior of a vehicle is distinguished by the aforementioned behavior

ate distinction means as it is in an oversteer state. When it is distinguished by the aforementioned behavior state distinction means that the behavior of a vehicle is in an understeer state, it is constituted so that the behavior of a vehicle may be controlled mainly by the order force and the determination mode of the aforementioned target yaw moment and the aforementioned target order force may be changed (composition of a claim 2).

008] According to this invention, that main above-mentioned technical problems should be attained effectively moreover, in a claim 1 or the composition of 2 The aforementioned behavior control unit has a means to ask for the size of the friction circle of each ring, and the aforementioned braking force-control means includes a braking-force-distribution determination means to calculate the size of the damping force of each ring for attaining the aforementioned target yaw moment and the aforementioned target order force. When the behavior of a vehicle is distinguished by the aforementioned behavior state distinction means as it is in an oversteer state and, as for the aforementioned braking-force-distribution determination means, the size of the damping force of at least one flower exceeds the size of the friction circle of this wheel being alike -- it is constituted so that priority may be given to achievement of the aforementioned target yaw moment and the size of the damping force of a right-and-left ring may be distributed (composition of a claim 3)

009] According to this invention, that main above-mentioned technical problems should be attained effectively moreover, in a claim 1 or the composition of 2 The aforementioned behavior control unit has a means to ask for the size of the friction circle of each ring, and the aforementioned braking force-control means includes a braking-force-distribution determination means to calculate the size of the damping force of each ring for attaining the aforementioned target yaw moment and the aforementioned target order force. When the behavior of a vehicle is distinguished by the aforementioned behavior state distinction means as it is in an understeer state and, as for the aforementioned braking-force-distribution determination means, the size of the damping force of at least one flower exceeds the size of the friction circle of this wheel being alike -- it is constituted so that priority may be given to achievement of the aforementioned target order force and the size of the damping force of a right-and-left ring may be distributed (composition of a claim 4)

010] According to this invention, that main above-mentioned technical problems should be attained effectively moreover, in a claim 1 or the composition of 2 The aforementioned behavior control unit has a means to ask for the size of the friction circle of each ring, and the aforementioned braking force-control means includes a braking-force-distribution determination means to calculate the size of the damping force of each ring for attaining the aforementioned target yaw moment and the aforementioned target order force. When it is distinguished by the aforementioned behavior state distinction means that the behavior of a vehicle is in an oversteer state, the aforementioned braking-force-distribution determination means It asks from the size of the friction circle of a rear wheel, and the item of a vehicle. with the damping force of a rear wheel It is constituted so that the size of the damping force of an order ring may be distributed based on the ratio of the maximum damping force to which the yaw moment to generate becomes larger than the yaw moment which decreases when the lateral force of a rear wheel declines", and the maximum damping force in the size of the friction circle of a front wheel (composition of a claim 5).

011] According to this invention, that main above-mentioned technical problems should be attained effectively moreover, in a claim 1 or the composition of 2 The aforementioned behavior control unit has a means to ask for the size of the friction circle of each ring, and the aforementioned braking force-control means includes a braking-force-distribution determination means to calculate the size of the damping force of each ring for attaining the aforementioned target yaw moment and the aforementioned target order force. When it is distinguished by the aforementioned behavior state distinction means that the behavior of a vehicle is in an understeer state, the aforementioned braking-force-distribution determination means is constituted so that the size of the damping force of an order ring may be distributed based on the ratio of the size of the friction circle of a front wheel and a rear wheel (composition of a claim 6).

012] According to the composition of the above-mentioned claim 1, the determination mode of the target yaw moment by the target yaw moment determination means and the determination mode of the target order force by the target order force determination means are changed by the change means based on the distinction result of a behavior state distinction means. Since the target yaw moment and the target order force are determined the optimal according to whether the behavior of a vehicle is in an understeer state by this, or it is in an oversteer state in order to control the behavior of an understeer state or an oversteer state, the optimal yaw moment and the order force occur -- having -- thereby -- the behavior of a vehicle -- effective -- \*\* -- it is controlled efficiently

013] The target yaw moment and the target order force are searched for so that the behavior of a vehicle may be specially controlled mainly by the yaw moment, when the behavior of a vehicle is in an oversteer state according to the composition of the above-mentioned claim 2. Since the behavior of a vehicle is controlled mainly by the anti spin moment by this The behavior of a vehicle is controlled effectively, avoiding a slowdown of a vehicle if possible.

Moreover, since the target yaw moment and the target order force are searched for so that the behavior of a vehicle may be controlled mainly by the order force and the behavior of a vehicle is controlled mainly by slowdown by this when the behavior of a vehicle is in an understeer state The behavior of a vehicle is controlled effectively, without inviting induction of spin.

014] moreover, when according to the composition of the above-mentioned claim 3 the behavior of a vehicle is in an oversteer state and the size of the damping force of at least one flower exceeds the size of the friction circle of this wheel Since priority is given to achievement of the target yaw moment by the braking-force-distribution determination means, distribution of the size of the damping force of a right-and-left ring is determined and an anti spin moment is generated effectively and efficiently by this, the spin state of a vehicle is suppressed effectively and efficiently.

015] When according to the composition of the above-mentioned claim 4 the behavior of a vehicle is in an understeer state and the size of the damping force of at least one flower exceeds the size of the friction circle of this wheel, moreover, sometimes Since priority is given to achievement of the target order force by the braking-force-distribution determination means, distribution of the size of the damping force of a right-and-left ring is determined and a vehicle is slowed down effectively and efficiently by this, the drift out state of a vehicle is suppressed effectively and efficiently.

016] moreover, when the behavior of a vehicle is in an oversteer state according to the composition of the above-mentioned claim 5 It asks from the size of the friction circle of a rear wheel, and the item of a vehicle. "with the damping force of a rear wheel Since the size of the damping force of an order ring is distributed by the braking-force-distribution determination means based on the ratio of the maximum damping force to which the yaw moment to generate becomes larger than the yaw moment which decreases when the lateral force of a rear wheel declines", and the maximum damping force in the size of the friction circle of a front wheel It is set up so that an anti spin moment with the most effective size of the damping force of an order ring may be generated, and thereby, the spin state of a vehicle is suppressed effectively and efficiently.

017] Moreover, since according to the composition of the above-mentioned claim 6 the size of the damping force of an order ring is distributed based on the ratio of the size of the friction circle of a front wheel and a rear wheel by the braking-force-distribution determination means when the behavior of a vehicle is in an understeer state, the size of the damping force of an order ring is set up the optimal, and, thereby, the drift out state of a vehicle is suppressed effectively and efficiently.

018]

[Best Mode of Carrying Out the Invention] According to one desirable embodiment of this invention, a behavior state distinction means by which the behavior of a vehicle distinguishes an understeer state or an oversteer state is constituted so that the behavior of a vehicle may distinguish whether it is an understeer state based on the physical quantity showing the slipping of a vehicle and the behavior of a vehicle may distinguish whether it is an oversteer state based on the physical quantity showing the yaw rate of a vehicle.

019] Moreover, according to other one desirable embodiment of this invention, since the behavior of the vehicle in an oversteer state is unstable as compared with the behavior of the vehicle in an understeer state, the behavior of a vehicle distinguishes first whether it is an oversteer state, and when this is negative distinction, a behavior state distinction means is constituted so that the behavior of a vehicle may distinguish whether it is an understeer state.

020] Moreover, it is a driving wheel while a right-and-left front wheel is a steering wheel according to one desirable embodiment of further others of this invention. When it is distinguished by the behavior state distinction means that the behavior of a vehicle is in an oversteer state and the size of the damping force of at least one flower exceeds the size of the friction circle of this wheel, a braking-force-distribution determination means It is constituted so that priority may be given to achievement of the target yaw moment in consideration of the driving force of a right-and-left front wheel and the size of the damping force of a right-and-left ring may be distributed.

021] According to one detailed feature of this invention, moreover, in the above-mentioned claim 1 or the composition of 2 A behavior control unit has a means to ask for the size of the friction circle of each ring, and a braking force-control means includes a braking-force-distribution determination means to calculate the size of the damping force of each ring for attaining the target yaw moment and the target order force. When it is distinguished by the behavior state distinction means that the behavior of a vehicle is in an oversteer state and the size of the damping force of at least one flower exceeds the size of the friction circle of this wheel, a braking-force-distribution determination means gives priority to achievement of the target yaw moment, and distributes the size of the damping force of a right-and-left ring. When it is distinguished by the behavior state distinction means that the behavior of a vehicle is in an understeer state and the size of the damping force of at least one flower exceeds the size of the friction circle of this wheel, it is constituted so that priority may be given to achievement of the target order force and the size of the damping force of a right-and-left ring may be distributed.

022] According to other one detailed feature of this invention, moreover, in the above-mentioned claim 1 or the

composition of 2 A behavior control unit has a means to ask for the size of the friction circle of each ring, and a braking force-control means includes a braking-force-distribution determination means to calculate the size of the damping force of each ring for attaining the target yaw moment and the target order force. When it is distinguished by the behavior state distinction means that the behavior of a vehicle is in an oversteer state and the size of the damping force of at least one flower exceeds the size of the friction circle of this wheel, a braking-force-distribution determination means gives priority to achievement of the target yaw moment, and distributes the size of the damping force of a right-and-left ring. When it is below the size of the friction circle of the wheel to which the size of the damping force of all wheels corresponds when it is distinguished by the behavior state distinction means that the behavior of a vehicle is in an understeer state being alike -- with the damping force of "rear wheel called for from the size of the friction circle of a rear wheel, and the item of a vehicle It is constituted so that the size of the damping force of an order ring may be distributed based on the ratio of the maximum damping force to which the yaw moment to generate becomes larger than the yaw moment which decreases when the lateral force of a rear wheel declines", and the maximum damping force in the size of friction circle of a front wheel.

[23] According to one detailed feature of further others of this invention, moreover, in the above-mentioned claim 1 the composition of 2 A behavior control unit has a means to ask for the size of the friction circle of each ring, and a braking force-control means includes a braking-force-distribution determination means to calculate the size of the damping force of each ring for attaining the target yaw moment and the target order force. When it is distinguished by behavior state distinction means that the behavior of a vehicle is in an understeer state and the size of the damping force of at least one flower exceeds the size of the friction circle of this wheel, a braking-force-distribution determination means gives priority to achievement of the target order force, and distributes the size of the damping force of a right-and-left ring. When it is below the size of the friction circle of the wheel to which the size of the damping force of all wheels corresponds when it is distinguished by the aforementioned behavior distinction means that the behavior of a vehicle is in an understeer state being alike -- it is constituted so that the size of the damping force of an order ring may be distributed based on the ratio of the size of the friction circle of a front wheel and a rear wheel

[24] According to one detailed feature of further others of this invention, moreover, in the above-mentioned claim 1 the composition of 2 A behavior control unit has a means to ask for the size of the friction circle of each ring, and a braking force-control means includes a braking-force-distribution determination means to calculate the size of the damping force of each ring for attaining the target yaw moment and the target order force. When it is distinguished by behavior state distinction means that the behavior of a vehicle is in an oversteer state and the size of the damping force of at least one flower exceeds the size of the friction circle of this wheel, a braking-force-distribution determination means gives priority to achievement of the target yaw moment, and distributes the size of the damping force of a right-and-left ring. When it is distinguished by the behavior state distinction means that the behavior of a vehicle is in an understeer state and the size of the damping force of at least one flower exceeds the size of the friction circle of this wheel, give priority to achievement of the target order force, and the size of the damping force of a right-and-left ring is distributed. When it is below the size of the friction circle of the wheel to which the size of the damping force of all wheels corresponds when it is distinguished by the behavior state distinction means that the behavior of a vehicle is in an oversteer state being alike -- with the damping force of "rear wheel called for from the size of the friction circle of a rear wheel, and the item of a vehicle The size of the damping force of an order ring is distributed based on the ratio of the maximum damping force to which the yaw moment to generate becomes larger than the yaw moment which decreases when the lateral force of a rear wheel declines", and the maximum damping force in the size of friction circle of a front wheel. When it is distinguished by the behavior distinction means that the behavior of a vehicle is in an understeer state and it is below the size of the friction circle of the wheel to which the size of the damping force of all wheels corresponds, it is constituted so that the size of the damping force of an order ring may be distributed based on the ratio of the size of the friction circle of a front wheel and a rear wheel.

[25] The distribution method of damping force] In advance of explanation of an example, the distribution method of the damping force to the right-and-left ring in this invention and an order ring is explained so that an understanding of this invention may become easy.

) The vehicle model of two right and left with which the wheel base was set to 0 as shown in distribution drawing 8 to right-and-left ring is lateral acceleration Gy. Considering the state where it is rotating anticlockwise, it is outer-ring-of-friction-circle 100out by load movement. Friction-circle 102out It is larger than 102 inches of friction circles of 100 inches of inner rings of spiral wound gasket. If set especially mass of a vehicle to m, gravitational acceleration is set to g, the height of the center of gravity O of a vehicle is set to h and a tread is set to t, it is the friction-circle radius rmax of an inner ring of spiral wound gasket and an outer ring of spiral wound gasket. And Foutmax is expressed with following several 1 and several 2, respectively.



026]

quation 1]  $Finmax = m \cdot g / 2 - m \cdot Gy \cdot h / t$  -- [Equation 2]  $Foutmax = m \cdot g / 2 + m \cdot Gy \cdot h / t$  [0027] Therefore, if the moment is taken along a horizontal axis and the order force  $Fx$  is taken along a vertical axis as shown in drawing 9, the yaw moment which can be given to a vehicle only with damping force, and the order force will become the rectangular field (controllable range) to which hatching of a solid line was performed in drawing 8. It is especially the target yaw moment  $Mt$ . And target order force  $Fx$  When it is in above-mentioned controllable within the limits, the target damping force of an inner ring of spiral wound gasket and an outer ring of spiral wound gasket is uniquely called for as a value of the foot of perpendicular which gave the target yaw moment and the target order force to the shaft of inner-ring-of-spiral-wound-gasket damping force, and the shaft of outer-ring-of-spiral-wound-gasket damping force from the point side into a coordinate.

028] On the other hand, the target yaw moment  $Mt$  And target order force  $Fx$  When [ in which the above-mentioned control is possible ] it is out of range, how the target damping force of an inner ring of spiral wound gasket and an outer ring of spiral wound gasket is determined poses a problem. According to [ since it is effective to give an anti spin moment to a vehicle in order to stabilize the behavior of a vehicle, when the behavior of a vehicle is generally in an understeer state (spin state) ] this invention, it is the target yaw moment  $Mt$ . Priority is given to achievement and distribution to the right-and-left ring of damping force is determined.

029] Therefore, if points P1-P7 are made into the point shown in drawing 9, it is the target yaw moment  $Mt$ . And target order force  $Fx$  When it is in the field (henceforth a "spin field") of square P1-P4-P6-P7 Family target damping force ( $=0$ ) and the target damping force of an outer ring of spiral wound gasket are determined as a coordinate of the point which moved the point which makes a coordinate the target yaw moment and the target order force in parallel with the shaft of the order force to up to the shaft of outer-ring-of-spiral-wound-gasket damping force.

030] Moreover, according to [ since the slowdown (load movement (the moment of the direction which assists revolution occurs) and the vehicle speed fall by slowdown) is effective in order to stabilize the behavior of a vehicle, when the behavior of a vehicle is generally in an understeer state (drift out state) ] this invention, it is the target order force  $Fx$ . Priority is given to achievement and distribution to the right-and-left ring of damping force is determined.

031] therefore, when the target yaw moment and the target order force are in a downward field (henceforth a "drift out field") through points P2 and P3 from the straight line which is between two straight lines parallel to the shaft of the moment  $M$ , and connects point P5 and a point P3 the point which makes a coordinate the target yaw moment and the target order force -- the shaft of the moment -- parallel -- a segment -- the target damping force of an inner ring of spiral wound gasket and an outer ring of spiral wound gasket is determined as a coordinate of the point which moved to up to P3

032] In addition, in the below-mentioned example, it is the target yaw moment  $Mt$ . And target order force  $Fx$  The above-mentioned controllable range, Although not calculated to the value of fields other than a spin field and a drift out field When the target yaw moment and the target order force calculate to the value of fields other than the controllable range, a spin field, and a drift out field, it is decided that it will be the target damping force corresponding to the point on the boundary of the controllable range substantial near the coordinate of the value.

033] for example, the straight line to which the target yaw moment and the target order force connect a point P6 and a point P7 -- a lower part -- it is -- the shaft of outer-ring-of-spiral-wound-gasket damping force -- the upper part -- it is -- a segment, when it is in a left field from P6P4 From the straight line which is the upper part and connects a point P3 and a point P4 from the straight line to which the target damping force of an inner ring of spiral wound gasket and an outer ring of spiral wound gasket is determined as the coordinate of a point P4, and the target yaw moment and the target order force are lower parts, and connect point P5 and a point P3 from the shaft of outer-ring-of-spiral-wound-gasket damping force, when it is a downward field the point which makes a coordinate the target yaw moment and the target order force -- the shaft of outer-ring-of-spiral-wound-gasket damping force -- parallel -- a segment -- the target damping force of an inner ring of spiral wound gasket and an outer ring of spiral wound gasket is determined as a coordinate of the point which moved to up to P3p4

034] moreover, when the target yaw moment and the target order force are in the field of triangle P1P2 P5 Family target damping force and the target damping force ( $=0$ ) of an outer ring of spiral wound gasket are determined as a coordinate of the point which moved the point which makes them a coordinate to up to the shaft of inner-ring-of-spiral-wound-gasket damping force in parallel with the shaft of outer-ring-of-spiral-wound-gasket damping force. When the target yaw moment and the target order force are in a downward field from the straight line which is the upper part and connected to point P5 and a point P3 from a straight line parallel to the shaft of the moment through a point P2 The target damping force of an inner ring of spiral wound gasket and an outer ring of spiral wound gasket is determined as a coordinate of a point P2, and when the target yaw moment and the target order force are in a downward field from the straight line which is a lower part from a straight line parallel to the shaft of the moment through a point P3, and

connects point P5 and a point P3 The target damping force of an inner ring of spiral wound gasket and an outer ring of spiral wound gasket is determined as a coordinate of a point P3.

035] However, since reduction of the lateral force by grant of damping force poses a problem in controlling the oversteer state of a vehicle, it is desirable that the damping force of an inner ring of spiral wound gasket and an outer ring of spiral wound gasket is set, for example as drawing 10 by  $1/3$  or less [ of the friction-circle radius of a corresponding wheel ] as shown, and if damping force is  $1/3$  of a friction-circle radius, the reduction in lateral force will be suppressed to about 5%.

036] Moreover, when a vehicle is a front drive vehicle and driving force is given [ like ] to the front wheel as a steering wheel, the yaw moment which can be given to a vehicle, and the order force become the field to which hatching of a solid line was performed in drawing 11 , and the controllable range is expanded rather than the controllable range in the case of being based only on damping force. Although it is meaningless even if it uses the driving force of a wheel to the vehicle behavior of an understeer state, it becomes possible by using the driving force of a wheel to the vehicle behavior of an oversteer state to give a large anti spin moment with a vehicle, and to reduce the deceleration of a vehicle moreover.

037] since the anti spin moment given to a vehicle becomes larger in the behavior control to the distribution oversteer state to an order ring as the damping force of a revolution outside front wheel is large -- maximum  $F_{x\max}$  of the front-wheel order force (damping force) it is shown in drawing 12 -- as -- the friction-circle radius of the wheel -- becoming -- efficient of friction of the road surface about a front wheel --  $\mu_f$  -- it is expressed with following several 3, when carries out and the load of a front wheel is set to  $W_f$

Equation 3]  $F_{x\max} = \mu_f * W_f$  [0037] Moreover, when damping force is given to a rear wheel, it is necessary to determine damping force in consideration of both moments which decrease when the moment and lateral force which is given with damping force decline. It is damping force  $F_{xr\max}$  as it is shown in drawing 12 , if it puts in another way. Lateral force  $F_y$  Resultant force  $F_r$  The operation direction is a perpendicular direction to the straight line which goes from the upper part of a vehicle and connects the center of gravity O of a vehicle, and the grounding point P of a rear wheel. And resultant force  $F_r$  It is the maximum  $F_{xr\max}$  of the damping force of a rear wheel so that a size may come equal to the friction-circle radius of a rear wheel. It must be determined. Therefore, distance of the vehicle cross section between the center of gravity O and axis of rotation of a rear wheel is set to B, and it is  $\mu_r$  about coefficient of friction of the road surface about a rear wheel. It carries out and is  $W_r$  about the load of a rear wheel. If it carries out the maximum of the damping force of a rear wheel is expressed with following several 4, and damping force is the maximum  $F_{x\max}$  of the damping force of an order ring. And  $F_{xr\max}$  It is distributed according to a ratio.

Equation 4]  $F_{xr\max} = \mu_r * W_r * (t/2) / (B - 2 + t^2 / 4)^{1/2}$  [0038] In addition, in behavior control of an oversteer state, damping force is distributed at a rate proportional to the friction-circle radius of an order ring.

039]

Example] this invention is explained in detail about an example, referring to drawing of appending in the following.

040] The outline block diagram showing one example of the behavior control unit by this invention by which drawing 1 was applied to the front drive vehicle, and drawing 2 are the outline block diagrams showing the damping device of an example shown in drawing 1 with an electric controller.

041] In drawing 1 , 2floor line, 2FR, 2RL, and 2RR show the right-and-left front wheel and the right-and-left rear wheel, respectively, and the damping force of these wheels is controlled by controlling the braking pressure of wheel-cylinder 38floor line, 38FR, 38RL, and 38RR by the hydraulic circuit 3 of a damping device 10. A hydraulic circuit 3 controls the braking pressure of wheel-cylinder 38floor line, 38FR, 38RL, and 38RR from being controlled by the microcomputer 52 of an electric controller 50, corresponding to treading-in operation of a brake pedal 12 to explain in detail later.

042] Right-and-left front-wheel 2floor line which is a steering wheel and is also a driving wheel, and 2FR(s) are given by being steered according to rotation of the steering wheel which is not shown in drawing, and transmitting the output of an engine 4 to driving shaft 6floor line and 6FR(s) through transmission 5. The output of an engine 4 is controlled by controlling the throttle actuator 9 which drives a throttle valve 8 with a microcomputer 52 according to the amount of treading in of an accelerator pedal 7, and, thereby, the driving force of right-and-left front-wheel 2floor line and 2FR(s) is controlled.

043] It has the master cylinder 14 which a damping device 10 answers treading-in operation of the brake pedal 12 by an operator, and feeds brake oil from the first and the second port as shown in drawing 2 in detail. A conduit 16 connects with the brake hydraulic controls 18 and 20 for right-and-left front wheels. the brake oil pressure control for front wheels in the first port -- the second port -- on the way -- the brake oil pressure control for rear wheels which is like and has the proportional-spacing bulb 22 -- the conduit 24 connects with the brake hydraulic controls 26 and 28 for right-and-left rear wheels moreover, the brake oil in which the damping device 10 was \*\*\*\*(ed) by the reservoir 30 --

mping up -- as high-pressure oil -- high pressure -- it has the oil pump 34 supplied to a conduit 32 high pressure -- a conduit 32 is connected to each brake hydraulic controls 18, 20, 26, and 28 -- having -- moreover -- the -- on the way -- ing alike -- the accumulator 36 is connected

044] Wheel-cylinder 38floor line which controls the damping force to the wheel to which each brake hydraulic controls 18, 20, 26, and 28 correspond, respectively, 38FR, 38RL, and 38RR, Electromagnetic 3 port 2 position change valve control valve 40floor line, 40FR, 40RL, and 40RR, the low voltage connected to the reservoir 30 -- a conduit 42 high pressure -- electromagnetic normally open type opening-and-closing valve 44floor line prepared between conduits 32, 44FR, 44RL, and 44 -- it has RR and electromagnetic normally closed type opening-and-closing valve floor line, 46FR, 46RL, and 46RR respectively -- opening-and-closing valve 44floor line, 44FR, 44RL, and 44 -- the high pressure between RR, and opening-and-closing valve 46floor line, 46FR, 46RL and 46RR -- a conduit 32 -- connection -- a conduit -- 48floor line, 48FR, 48RL, and 48 -- RR connects with control valve 40floor line, 40FR, 40RL, and 40RR

045] the brake oil pressure control for front wheels in control valve 40floor line and respectively 40FR(s) -- a conduit , wheel-cylinder 38floor line, and 38FR(s) -- free passage connection -- carrying out -- and wheel-cylinder 38floor line and 38FR(s), and connection -- a conduit -- with the first position of the illustration which intercepts a free passage with 48floor line and 48FR(s) a brake oil pressure control -- a free passage with a conduit 16, wheel-cylinder 38floor line, and 38FR(s) -- intercepting -- and wheel-cylinder 38floor line and 38FR(s), and connection -- a conduit -- it changes to the second position which makes free passage connection of 48floor line and the 48FR(s) the same -- the brake oil pressure control for rear wheels in 40RL(s) and respectively 40RR(s) -- a conduit 24, wheel-cylinder 38RL, and 38RR(s) -- free passage connection -- carrying out -- and wheel-cylinder 38RL and 38RR(s), and connection -- a conduit -- with the first position of the illustration which intercepts a free passage with 48RL and 48RR(s) a brake oil pressure control -- a free passage with a conduit 24, wheel-cylinder 38RL, and 38RR(s) -- intercepting -- and wheel-cylinder 38RL and 38RR(s), and connection -- a conduit -- it changes to the second position which makes free passage connection of 48RL and the 48RR(s)

046] If opening-and-closing valve 44floor line, 44FR, 44RL, 44RR and opening-and-closing valve 46floor line, 46FR, 46RL, and 46RR are controlled by the state of illustration in the situation which has control valve 40floor line, 40FR, 40RL, and 40RR in the second position wheel-cylinder 38floor line, 38FR, 38RL, and 38RR -- control valve 40floor line, 40FR, 40RL, 40RR, and connection -- a conduit -- 48floor line, 48FR, 48RL, and 48RR -- minding -- high pressure free passage connection is made with a conduit 32, and, thereby, it boosts the pressure in a wheel cylinder on the contrary -- in the situation which has a control valve in the second position -- opening-and-closing valve 44floor line, 44FR, 44RL, and 44 -- if RR is closed and opening-and-closing valve 46floor line, 46FR, 46RL, and 46RR are opened -- a wheel cylinder -- a control valve and connection -- a conduit -- minding -- low voltage -- free passage connection is made with a conduit 42, and, thereby, the pressure in a wheel cylinder is decompressed furthermore -- in the situation which has a control valve in the second position -- opening-and-closing valve 44floor line, 44FR, 44RL, and 44 -- if RR and opening-and-closing valve 46floor line, 46FR, 46RL, and 46RR are closed -- a wheel cylinder -- high pressure -- a conduit 32 and low voltage -- any of a conduit 42 are intercepted and, thereby, the pressure in a wheel cylinder is held as is

047] When control valve 40floor line, 40FR, 40RL, and 40RR are in the first position, a damping device 10 in this Wheel-cylinder 38floor line, The damping force according to the amount of treading in of the brake pedal 12 by the operator is generated by 38FR(s), 38RL, and 38RR. When it is in the second position any of control valve 40floor line, 40FR, 40RL, and 40RR they are, opening-and-closing valve 44floor line of the wheel concerned, With respect to the amount of treading in of a brake pedal 12, and the damping force of other wheels, the damping force of the wheel can be controlled now that there is nothing by carrying out opening-and-closing control of 44FR(s), 44RL, 44RR and opening-and-closing valve 46floor line, 46FR, 46RL, and the 46RR.

048] Control valve 40floor line, 40FR, 40RL, 40RR, opening-and-closing valve 44floor line, 44FR, 44RL, 44RR and opening-and-closing valve 46floor line, 46FR, 46RL, and 46RR are controlled by the electric controller 50 to explain in detail later. An electric controller 50 may be the thing of general composition of that have a central-process unit (CPU), read-only memory (ROM), a RAM (RAM), and input/output port equipment although it consists of a microcomputer and a drive circuit 54 and the microcomputer 52 is not shown in drawing 1 and drawing 2 in detail, and these were actually connected by the common bus of bidirection.

049] The signal which shows the vehicle speed V to the input/output port equipment of a microcomputer 52 from the vehicle speed sensor 56, It is the lateral acceleration Gy of the body from the lateral acceleration sensor 58 substantially formed in the center of gravity of the body. The shown signal, The signal which shows the yaw rate gamma of the body from the yaw rate sensor 60, the signal which shows the steering angle theta from the steering angle sensor 62, It is the lateral acceleration Gx from the acceleration sensor 64 before and after preparing in the center of gravity of the

dy substantially. The shown signal, It is the amount Accp of treading in of an accelerator pedal 7 from the accelerator dal sensor 66. The shown signal, It is an engine speed Ne from the rotational frequency sensor 68. The shown signal, a signal which shows the gear ratio (change gear ratio Rt) of transmission 5 from the shift position sensor 70, The signal which shows the pressures PFL, PFR, PRL, and PRR in wheel-cylinder 38floor line, 38FR, 38RL, and 38RR (braking pressure) from pressure-sensor 72floor line, 72FR, 72RL, and 72RR is inputted. In addition, lateral acceleration sensor 58 grade detects lateral acceleration etc. by making the anticlockwise rotation direction of a vehicle positive.

050] Moreover, ROM of a microcomputer 52 has memorized various flows of control and maps like the after-mentioned. Based on the parameter with which CPU was detected by above-mentioned various sensors, like the after-mentioned, perform various operations and the behavior of a vehicle distinguishes whether it is in an understeer state or oversteer state. It responds to the distinction result and is the target yaw moment Mt of a vehicle. And target order force Ft It calculates, the damping force of each ring for stabilizing the revolution behavior of a vehicle based on these calculated, the damping force of each ring is controlled based on the result of an operation, and the revolution behavior of a vehicle is stabilized.

051] Next, with reference to the general flow chart shown in drawing 3, the outline of revolution behavior control of a vehicle by the example of illustration is explained. In addition, closing of the ignition switch which is not shown in drawing begins, and control by the flow chart shown in drawing 3 is repeatedly performed for every predetermined time.

052] Read in, such as a signal which shows the vehicle speed V first detected by the vehicle speed sensor 56 in Step 20, is performed. In Step 20, it is lateral acceleration Gy. As deflection  $Gy \cdot V \cdot \gamma$  with product  $V \cdot \gamma$  of the vehicle speed V and the yaw rate gamma, deflection of lateral acceleration, namely, the thing with which the sideslipping acceleration Vyd of a vehicle calculates and the deflection Vyd of lateral acceleration integrates -- sideslipping speed Vy of the body Sideslipping speed Vy of the body [ as opposed to / calculate and / the body order speed Vx (= vehicle speed V) ] Ratio  $Vy / Vx$  \*\*\*\*\* -- slip-angle beta of the body calculates Moreover, it is slip-angle beta of the body as a differential value of slip-angle beta of the body. It calculates.

053] In Step 30, it is slip-angle [ of the body ] beta, and slip-angle speed betad as a positive constant about a and b, respectively. Linear combination  $a \cdot \beta + b \cdot \beta_d$  When distinction of whether the absolute value is over reference-value betac (positive constant), i.e., distinction of whether a vehicle is in a spin state, is performed and negative distinction is performed, it progresses to Step 100, and when affirmation distinction is performed, it progresses to Step

054] in Step 40 -- lateral acceleration Gy the time of distinction of whether to be positive, i.e., distinction of whether a vehicle is in an anticlockwise rotation state, being performed, and affirmation distinction being performed -- in Step 50 -- spin -- several 5 following coefficient-C [ as a positive constant ] s the time of being set as -Cspin and negative distinction being performed -- in Step 60 -- coefficient-C s It is set as Cspin. In Step 70, it is the target yaw moment Mt. While calculating according to following several 5, it is the target order force Ft. It is set as Ftc (constant). Equation 5]  $M_t = (a \cdot \beta + b \cdot \beta_d - \beta_c) \cdot C_s$  [0055] The above-mentioned several 1 [ in Step 80 ] and several 2 are allowed, and it is the friction-circle radius Finmax of an inner ring of spiral wound gasket and an outer ring of spiral wound gasket. And when Foutmax calculates The point P2 of the map of drawing 6 corresponding to drawing 11 - P5 is determined, and it is the amount Accp of treading in of an accelerator pedal 7. And engine speed Ne It is output-torque Te of an engine 4 from the map which is based and is not shown in drawing. It calculates. Output-torque Te And a gear ratio Rt of transmission 5, i.e., a change gear ratio, When it is based and the driving force Fdin and Fdout of an inner ring of spiral wound gasket and an outer ring of spiral wound gasket calculates from the map which is not shown in drawing It is based on the map of drawing 6 which point P1', P4', and P6' were determined, and was determined in this way, and is the damping force Fout of an outer ring of spiral wound gasket at the above-mentioned point. It is terminated. The routine shown in drawing 4 in Step 90 is followed, and it is the damping force Fout of an outer ring of spiral wound gasket. It is distributed to an order ring and, thereby, the target damping force of a revolution outer-ring-spiral-wound-gasket side order ring calculates.

056] In Step 100, it is Kh. It considers as a stability factor, following several 6 is followed by using L as a wheel base, and it is criteria yaw rate gammac. While calculating, T is made into a time constant and following several 7 is followed making s into the Laplacian operator, and it is target yaw rate gammat. It calculates.

057]

Equation 6]  $\text{gammac} = V \cdot \theta \cdot (1 + Kh \cdot V^2) \cdot L$  -- [Equation 7]  $\text{gammat} = \text{gammac} / (1 + T \cdot s)$

058] In Step 110, it is target yaw rate gammat. When distinction of whether deflection  $|\text{gammat}| - |\text{gamma}|$  of an absolute value and the absolute value of the real yaw rate gamma of a vehicle is over reference-value gammac (positive constant), i.e., distinction of whether a vehicle is in a drift out state, is performed and negative distinction is performed,

returns to Step 10, and when affirmation distinction is performed, it progresses to Step 120.

059] In Step 120, it is lateral acceleration  $G_y$ . When distinction of whether to be positive, i.e., distinction of whether a vehicle is in an anticlockwise rotation state, is performed and affirmation distinction is performed, in Step 130, the above-mentioned coefficient  $K$  is set as 1, and when negative distinction is performed,  $K$  is set as a coefficient -1 in Step 140. In Step 150, it is the target yaw moment  $M_t$ . While being set as  $K \cdot M_{tc}$  by making  $M_{tc}$  into a constant, it is the target order force  $F_t$ . It calculates according to following several 8.

Equation 8]  $F_t = (|\gamma_{mat}| - |\gamma_{mac}| - \gamma_{mac}) \cdot C_d$  [0060] The above-mentioned several 1 [ in Step 160 ] and several 2 are followed, and it is the friction-circle radius  $F_{inmax}$  of an inner ring of spiral wound gasket and an outer ring of spiral wound gasket. And based on the map of drawing 7 which  $F_{outmax}$  calculated, and point  $P_2'$  of the map of drawing 7 corresponding to drawing 10 -  $P_6'$  were determined based on one third of the values of these friction-circle radii, and it is determined in this way, the damping force  $F_{in}$  and  $F_{out}$  of an inner ring of spiral wound gasket and an outer ring of spiral wound gasket are determined in the above-mentioned way. The routine shown in drawing 5 in Step 170 is followed, and they are the family damping force  $F_{in}$  and the damping force  $F_{out}$  of an outer ring of spiral wound gasket. It is distributed to an order ring, respectively and, thereby, the target damping force of each ring calculates.

061] It calculates from the map on which the target braking pressure  $P_{ti}$  of wheel-cylinder 38i (i=floor line, FR, RL, RL) of each ring is not shown in drawing based on the target damping force of each ring calculated [ in / Step 180 ] in Step 90 or 170, and a duty ratio  $D_{ri}$  calculates according to following several 9. In addition, it is  $K_p$  in following several 9. And  $K_d$  It is the proportionality constant of the proportional in the feedback control of braking pressure, and a differential term.

Equation 9]  $D_{ri} = K_p \cdot (P_i - P_{ti}) + K_d \cdot d(P_i - P_{ti})/dt$  [0062] Moreover, control valve 40i of the wheel by which braking pressure should be fluctuated in Step 180 While the control valve is switched and set as the second position by receiving and outputting a control signal By outputting the control signal corresponding to a duty ratio  $D_{ri}$  to the opening-and-closing valve of the revolution outer ring of spiral wound gasket of the wheel, the feeding and discarding of accumulator to wheel-cylinder 38i are controlled, and damping force is controlled by target damping force by fluctuating braking pressure by this.

063] In this case, when a duty ratio  $D_{ri}$  is a value between a negative reference value and a positive reference value, in addition, by switching and setting the opening-and-closing valve of an upstream as the second position, and holding the opening-and-closing valve of a downstream in the first position When the pressure in a corresponding wheel cylinder is held and it is controlled by the position where the opening-and-closing valve of the upstream of a revolution outer ring of spiral wound gasket and a downstream was shown in drawing 1 when a duty ratio was beyond a positive reference value It boosts the pressure in this wheel cylinder by supplying accumulator \*\* to a corresponding wheel cylinder. the brake oil in the wheel cylinder which corresponds by switching and setting the opening-and-closing valve of the upstream of a revolution outer ring of spiral wound gasket, and a downstream as the second position when a duty ratio is low a negative reference value -- low voltage -- it is discharged to a conduit 42 and, thereby, the pressure in this wheel cylinder is decompressed

064] Next, with reference to the flow chart shown in drawing 4 and drawing 5 , the allocation routine of the damping force to the order ring in spin control and drift out control is explained, respectively.

065] In Step 92, it is  $m_f$ . And  $m_r$  It considers as the mass by the side of the front wheel of a vehicle, and a rear wheel, respectively.  $C_{fr}$  of a vehicle as roll rigidity distribution of a front wheel Order acceleration  $G_x$  It reaches, following several 10 and several 11 are followed based on lateral acceleration  $G_y$ , and it is the load  $W_{fin}$  of the front wheel by the side of a revolution inner ring of spiral wound gasket, and a rear wheel, respectively. And  $W_{rin}$  While calculating Order acceleration  $G_x$  And lateral acceleration  $G_y$  It is based and the loads  $W_{fout}$  and  $W_{rout}$  of the front wheel by the side of revolution outer ring of spiral wound gasket and a rear wheel calculate according to 13 several 12 following \*\*, respectively.

066]

Equation 10]  $W_{fin} = m_f \cdot g/2 - m \cdot G_x \cdot h - C_{fr} \cdot m \cdot G_y \cdot h/t$  -- [Equation 11]  $W_{rin} = m_r \cdot g/2 + m \cdot G_x \cdot h - (1 - C_{fr}) \cdot m \cdot G_y \cdot h/t$  -- [Equation 12]  $W_{fout} = m_f \cdot g/2 - m \cdot G_x \cdot h + C_{fr} \cdot m \cdot G_y \cdot h/t$  -- [Equation 13]  $W_{rout} = m_r \cdot g/2 + m \cdot G_x \cdot h + (1 - C_{fr}) \cdot m \cdot G_y \cdot h/t$

067] In Step 94, it is  $\mu_{inf}$ . And  $\mu_{inr}$ , respectively as coefficient of friction of the road surface about the front wheel and rear wheel by the side of a revolution inner ring of spiral wound gasket Maximum  $F_{inmax}$  of damping force which may generate the front wheel and rear wheel by the side of a revolution inner ring of spiral wound gasket according to following several 14 corresponding to the above-mentioned several 3 and several 4, and several 15, respectively And  $\mu_{rmax}$  While calculating  $\mu_{outf}$  and  $\mu_{outr}$ , respectively as coefficient of friction of the road surface about the front wheel and rear wheel by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket Maximum  $F_{outmax}$  of damping force which may generate the front wheel and rear wheel by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket according to following several 16 corresponding to the above-mentioned several 3 and several 4, and several 17,

spectively And Foutmax It calculates.

068]

quation 14]  $Fin_{fmax} = \mu_{inf} * W_{fin}$  -- [Equation 15]  $Fin_{rmax} = \mu_{inr} * W_{rin}$  -- [Equation 16]  $Fout_{fmax} = \mu_{outf} * W_{fout}$  -- [Equation 17]  $Fout_{rmax} = \mu_{outr} * W_{rout} * (t/2) / (B - 2 + t/2 / 4)^{1/2}$  [0069] It is the target damping force of the front wheel by the side of a revolution inner ring of spiral wound gasket, and a rear wheel by distributing the family damping force  $Fin$  at a rate which is proportional to the maximums  $Fin_{fmax}$  and  $Fin_{rmax}$  of damping force according to following several 18 [ in Step 96 ], and several 19. And  $Fin_r$  While calculating Following several 20 and several 21 are followed, and it is the maximum  $Fout_{fmax}$  of damping force. And  $Fout_{rmax}$  It is the damping force  $Fout_f$  of an outer ring of spiral wound gasket at a proportional rate. The target damping force  $Fout_f$  and  $Fout_r$  of the front wheel by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket and a rear wheel calculates by being distributed.

070]

quation 18]

$nf = Fin * Fin_{fmax} / (Fin_{fmax} + Fin_{rmax})$

quation 19]

$nr = Fin * Fin_{rmax} / (Fin_{fmax} + Fin_{rmax})$

quation 20]  $Fout_f = Fout * Fout_{fmax} / (Fout_{fmax} + Fout_{rmax})$

quation 21]  $Fout_r = Fout * Fout_{rmax} / (Fout_{fmax} + Fout_{rmax})$

071] Maximum  $Fin_{rmax}$  of damping force which may, on the other hand, generate the rear wheel by the side of a revolution inner ring of spiral wound gasket in Step 174 although it performs respectively like [ Steps 172-174 ] the above-mentioned steps 92-96 It calculates according to following several 22.

quation 22]  $Fin_{rmax} = \mu_{inr} * W_{rin}$  [0072] It is [ in / the example of in this way illustration ] slip-angle  $\beta$ , and slip-gle speed  $\beta_{ad}$  in Step 20. When it calculates, distinction of being spin-state \*\*\*\* is performed for a vehicle based on case in Step 30 and there is no vehicle in a spin state, it is target yaw rate  $\gamma_{mat}$  in Step 100. It calculates and distinction of whether a vehicle is in a drift out state in Step 110 is performed, and when a vehicle will be in a drift out state, it returns to Step 10 Therefore, in this case, Steps 40-90 or Steps 120-180 are not performed, but, thereby, the braking pressure of each wheel is controlled according to master cylinder \*\*, therefore the amount of trodding of a brake pedal 12.

073] On the other hand, if a vehicle will be in a spin state, affirmation distinction will be performed in Step 30. It responds to a spin state in Step 70, and is the target yaw moment  $M_t$ . While calculating, it is the target order force  $F_t$ . It is set as constant value. It is the target yaw moment  $M_t$  in Step 80. Based on the target yaw moment and the target order force, the damping force of a revolution outer ring of spiral wound gasket is determined so that priority may be given to achievement. The damping force of a revolution outer ring of spiral wound gasket is distributed to a revolution outer-ring-of-spiral-wound-gasket side order ring so that an anti spin moment may be generated most effectively and efficiently in Step 90. The damping force of a revolution outer-ring-of-spiral-wound-gasket side order ring is controlled target damping force in Step 180, and, thereby, the spin state of a vehicle is controlled effectively and efficiently.

074] Moreover, if a vehicle will be in a drift out state, affirmation distinction will be performed in Step 110. It is the target yaw moment  $M_t$  in Step 150. While being set as constant value, it is the target order force  $F_t$ . It is set up according to a drift out state. According to the target yaw moment and the target order force, the damping force of a revolution inner ring of spiral wound gasket and an outer ring of spiral wound gasket is determined so that priority may be given to achievement of the target order force in Step 160. The damping force of a revolution inner ring of spiral wound gasket and an outer ring of spiral wound gasket is distributed according to the ratio of the friction-circle radius of order ring, respectively in Step 170, the damping force of each ring is controlled by target damping force in Step 180, and, thereby, the drift out state of a vehicle is controlled effectively and efficiently.

075] In addition, it is the target yaw moment  $M_t$  from the map corresponding to the glass shown in drawing 11 in consideration of the driving force of a front wheel when a vehicle was a front drive vehicle and the behavior of a vehicle as a spin state in an above-mentioned example. And target order force  $F_x$  Although calculated, when a vehicle is a rear drive vehicle, the target yaw moment in case the behavior of a vehicle is a spin state, and the target order force are calculated from the map corresponding to the graph shown in drawing 9.

076] Moreover, in an above-mentioned example, although damping force is given only to a revolution outer-ring-of-spiral-wound-gasket side order ring when the behavior of a vehicle is a spin state, damping force may also be given to a wheel by the side of a revolution inner ring of spiral wound gasket, and an anti spin moment may be given to a vehicle according to the difference of family damping force and the damping force of an outer ring of spiral wound gasket.

077] Although this invention was explained in detail about the specific example above, probably this invention will be limited to this example and it will be clear for this contractor its for other various examples to be possible within



the limits of this invention.

078] For example, in an above-mentioned example, although the controllable range is set up based on one third of the friction-circle radii of an inner ring of spiral wound gasket and an outer ring of spiral wound gasket as shown in drawing 1, when the behavior of a vehicle is in a drift out state, the correction factors to a friction-circle radius may be values 1 / 2 or more than three.

079] Moreover, in an above-mentioned example, they are coefficient-of-friction  $\mu_{outf}$  about each ring,  $\mu_{outr}$ ,  $\mu_{infr}$ , and  $\mu_{inr}$ . Irrespective of the situation of a road surface, although it is a constant, from the size of the lateral acceleration of a vehicle etc., the coefficient of friction  $\mu$  as the whole vehicle calculates, and coefficient of friction  $\mu$  about each ring may be amended based on this coefficient of friction  $\mu$  so that the size of the damping force which each ring may be made to generate may calculate correctly.

080]

Effect of the Invention] Since the optimal yaw moment and the order force are generated according to the composition of the claim 1 of this invention in order that the target yaw moment and the target order force may be determined the optimal and may control the behavior of an understeer state or an oversteer state according to whether the behavior of a vehicle is in an understeer state, or it is in an oversteer state so that more clearly than the above explanation, the behavior of a vehicle is efficiently [ effectively and ] controllable.

081] Moreover, since according to the composition of a claim 2 the behavior of a vehicle is controlled mainly by the anti spin moment when the behavior of a vehicle is in an oversteer state Since the behavior of a vehicle is effectively controllable, and the behavior of a vehicle is controlled mainly by slowdown, avoiding a slowdown of a vehicle if possible when the behavior of a vehicle is in an understeer state, the behavior of a vehicle can be controlled effectively, without inviting induction of spin.

082] moreover, when according to the composition of a claim 3 the behavior of a vehicle is in an oversteer state and the size of the damping force of at least one flower exceeds the size of the friction circle of this wheel Since distribution of the size of the damping force of a right-and-left ring is determined that priority is given to achievement of the target yaw moment and an anti spin moment is generated effectively and efficiently by this, the spin state of a vehicle can be suppressed effectively and efficiently.

083] When according to the composition of a claim 4 the behavior of a vehicle is in an understeer state and the size of the damping force of at least one flower exceeds the size of the friction circle of this wheel, moreover, sometimes Since distribution of the size of the damping force of a right-and-left ring is determined that priority is given to achievement of the target order force and a vehicle is slowed down effectively and efficiently by this, the drift out state of a vehicle can be suppressed effectively and efficiently.

084] Moreover, since according to the composition of a claim 5 it is set up so that an anti spin moment with the most effective size of the damping force of an order ring may be generated when the behavior of a vehicle is in an oversteer state, the spin state of a vehicle can be suppressed effectively and efficiently.

085] Moreover, since according to the composition of a claim 6 the size of the damping force of an order ring is distributed based on the ratio of the size of the friction circle of a front wheel and a rear wheel and the size of the damping force of an order ring is set up the optimal when the behavior of a vehicle is in an understeer state, the drift out state of a vehicle can be suppressed effectively and efficiently.

---

translation done.]

## NOTICES \*

pan Patent Office is not responsible for any  
 mages caused by the use of this translation.

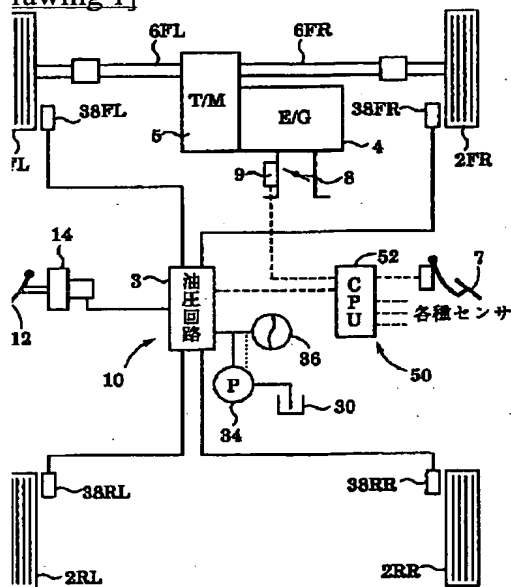
This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

\*\*\* shows the word which can not be translated.

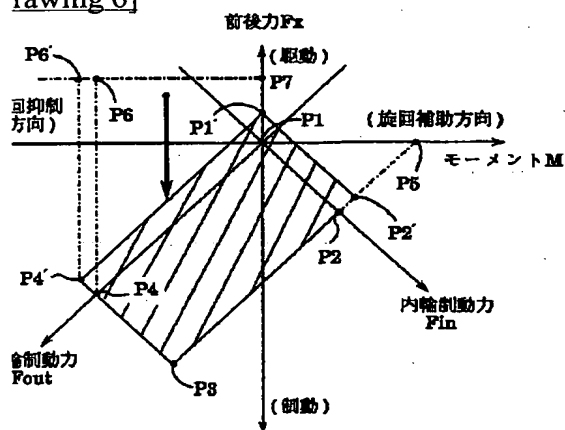
n the drawings, any words are not translated.

## DRAWINGS

rawing 1]

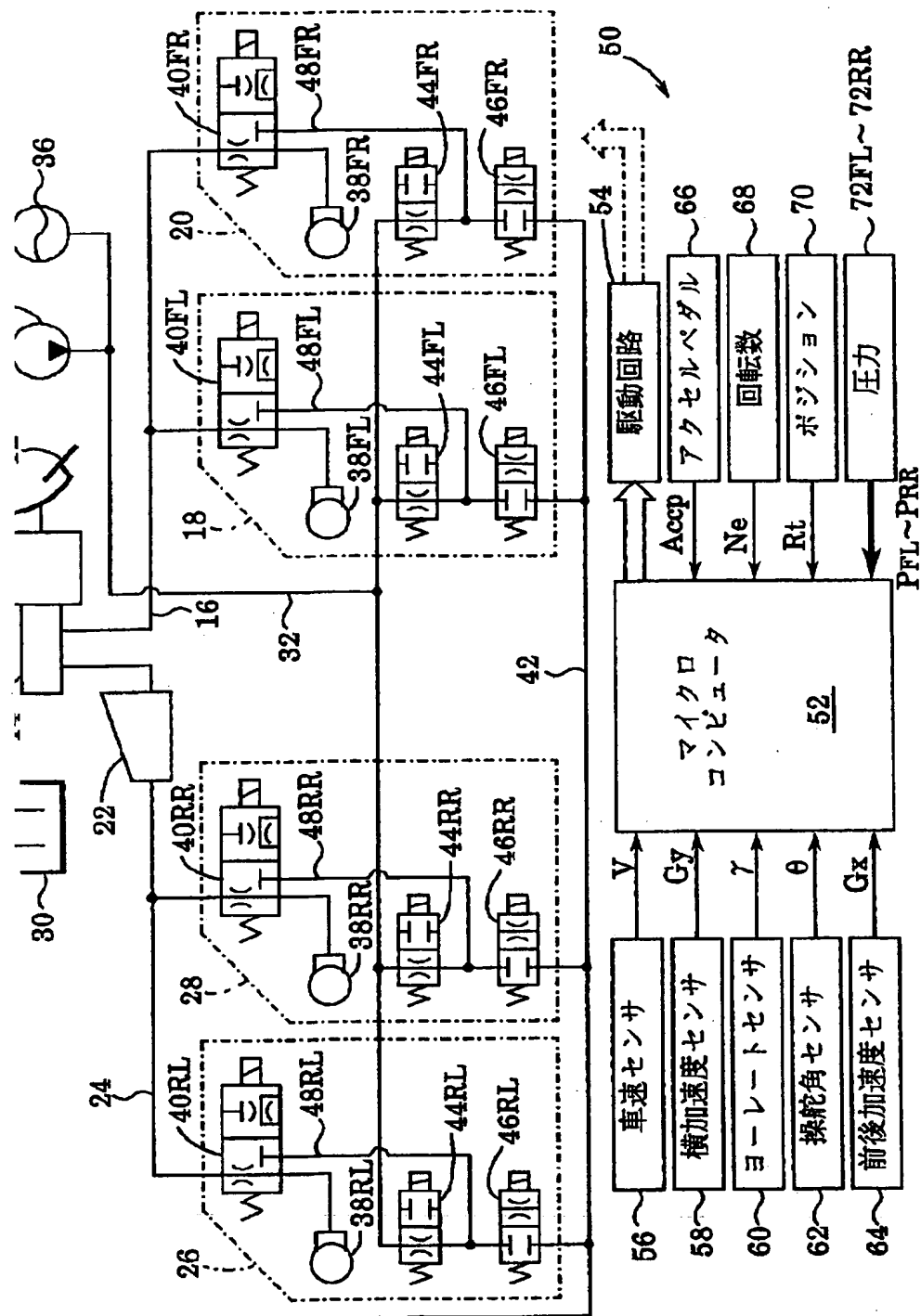


rawing 6]

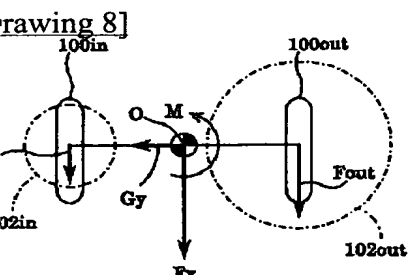
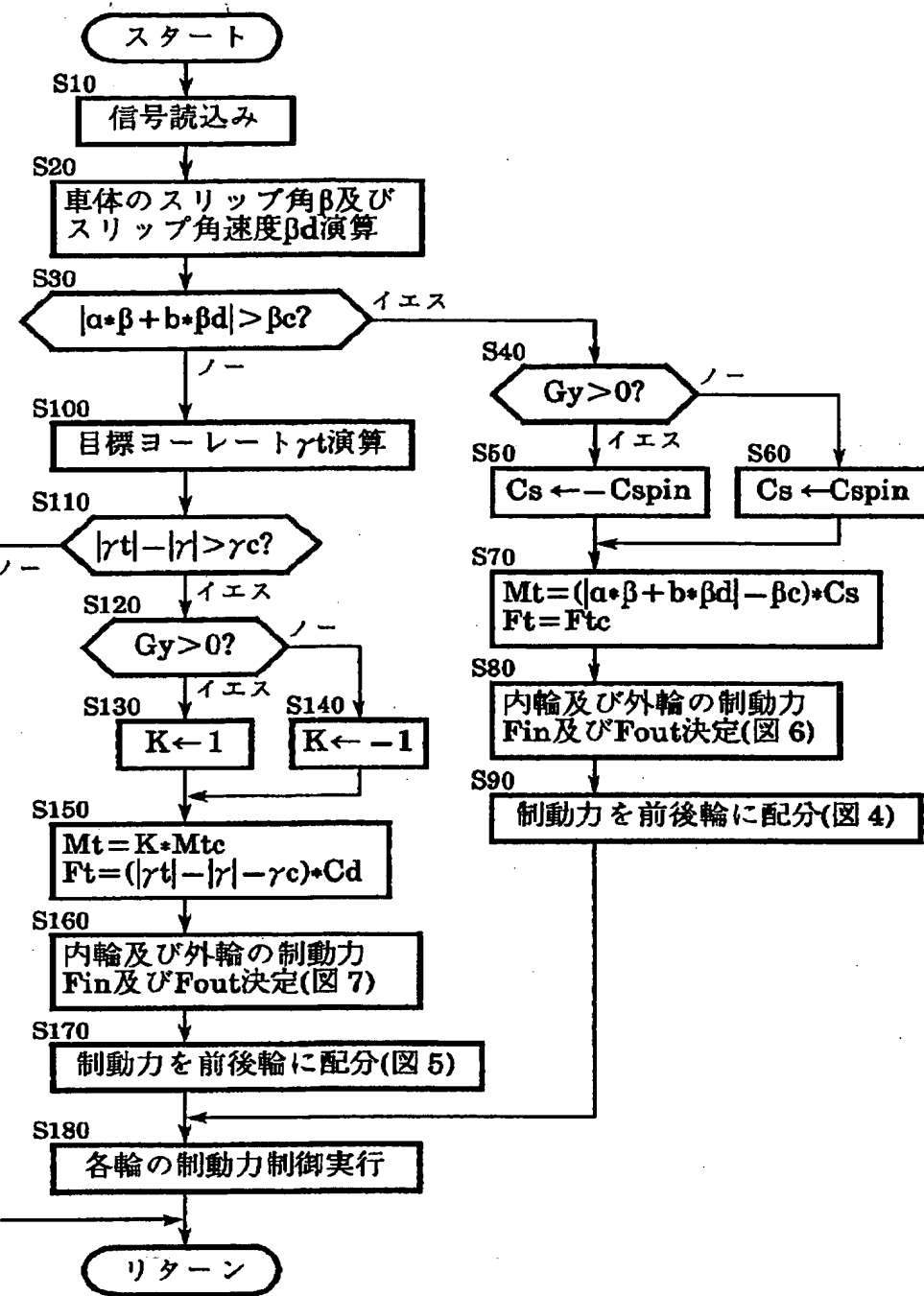


rawing 2]

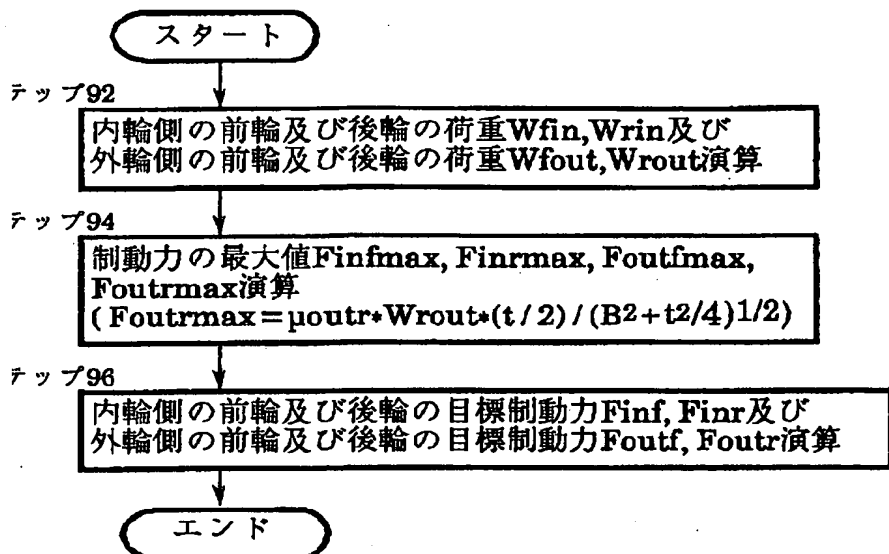




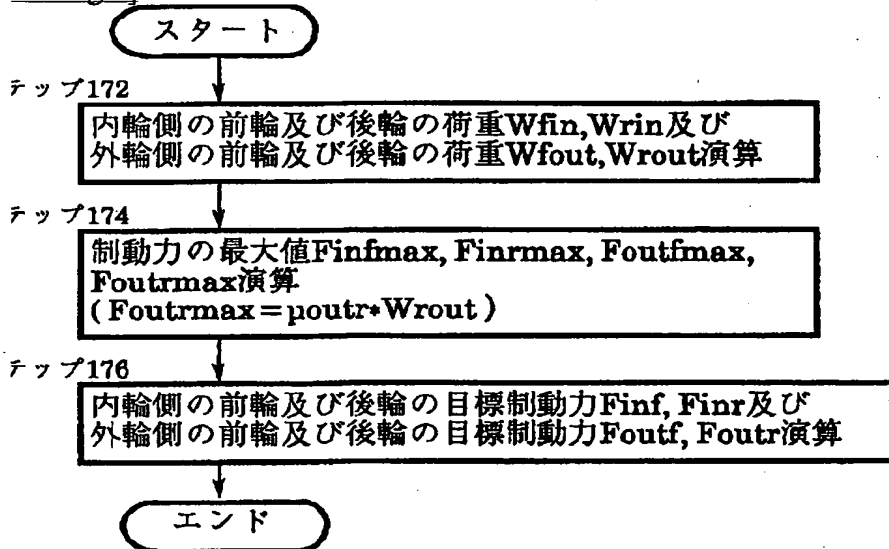
rawing 3]



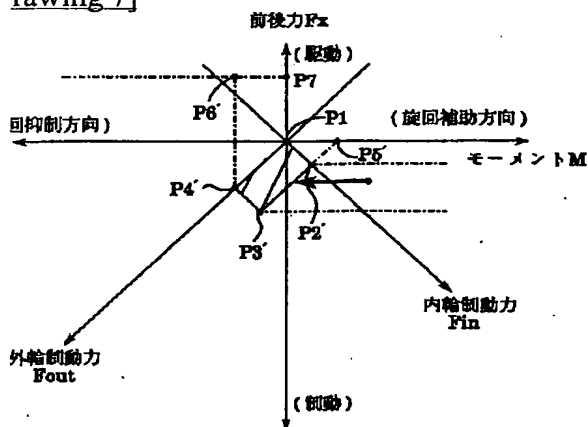
rawing 4]



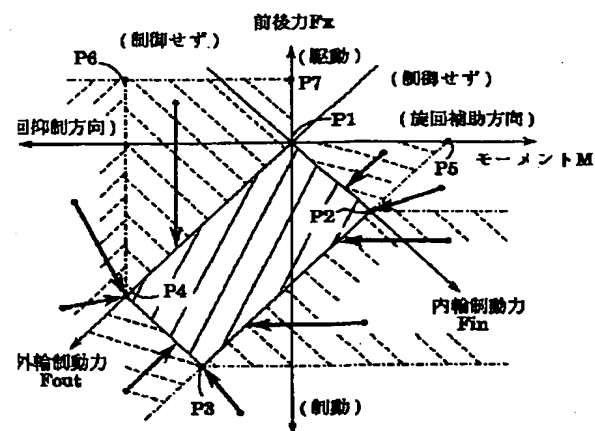
rawing 5]



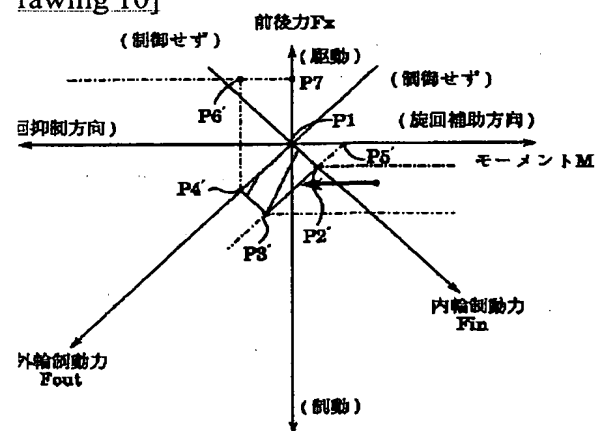
rawing 7]



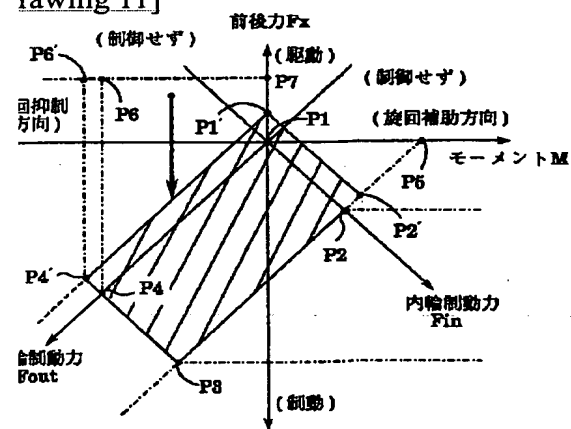
rawing 9]



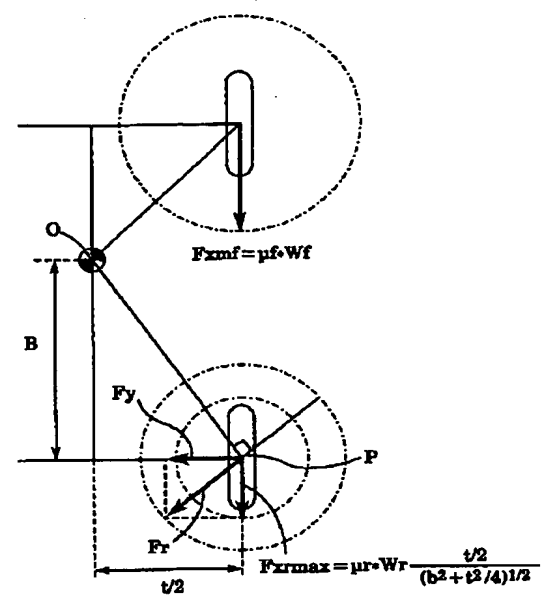
rawing 10]



rawing 11]



rawing 12]



translation done.]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平8-310366

(43) 公開日 平成8年(1996)11月26日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup>B 6 0 T 8/24  
8/58

識別記号

庁内整理番号

F I

B 6 0 T 8/24  
8/58

技術表示箇所

A

審査請求 未請求 請求項の数6 F D (全 15 頁)

(21) 出願番号

特願平7-142475

(22) 出願日

平成7年(1995)5月17日

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 鯉淵 健

愛知県豊田市トヨタ町1番地トヨタ自動車  
株式会社内

(74) 代理人 弁理士 明石 昌毅

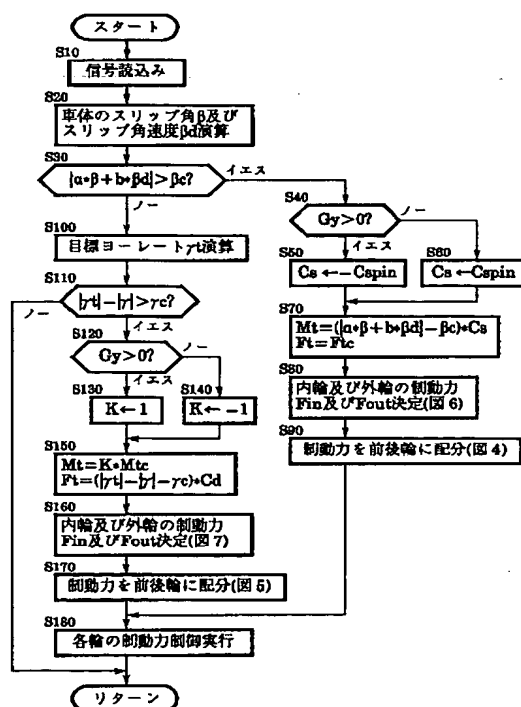
## (54) 【発明の名称】 車輛の挙動制御装置

## (57) 【要約】

【目的】 車輛の挙動状態に応じて最適の目標ヨーモーメント及び目標前後力を求めることにより車輛の挙動を効果的に且効率的に制御する。

【構成】 車輛の挙動がスピン状態かドリフトアウト状態かを判別し（ステップ30、110）、車輛の挙動がスピン状態であるときには車輛の挙動が主としてアンチスピンモーメントにより制御されるよう目標ヨーモーメント  $M_t$  及び目標前後力  $F_x$  を決定すると共に、これらに基づき各輪の目標制動力を決定し（ステップ70～90）、車輛の挙動がドリフトアウト状態であるときには車輛の挙動が主として前後力（減速）により制御されるよう目標ヨーモーメント及び目標前後力を決定すると共に、これらに基づき各輪の目標制動力を決定する（ステップ150～170）。

10



1

## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 車輛の挙動を検出する手段と、車輛の目標挙動を設定する目標挙動設定手段と、車輛の挙動が前記目標挙動となるよう各輪の制動力を制御する制動力制御手段とを有し、前記制動力制御手段は車輛の挙動に基づいて車輛の目標ヨーモーメントを求める目標ヨーモーメント決定手段と、車輛の挙動に基づいて車輛の目標前後力を求める目標前後力決定手段とを含む車輛の挙動制御装置に於て、車輛の挙動がアンダステア状態かオーバステア状態かを判別する挙動状態判別手段と、前記挙動状態判別手段の判別結果に基づいて前記目標ヨーモーメント決定手段による目標ヨーモーメントの決定態様及び前記目標前後力決定手段による目標前後力の決定態様を変更する変更手段とを有していることを特徴とする車輛の挙動制御装置。

【請求項2】 請求項1の車輛の挙動制御装置に於て、前記変更手段は前記挙動状態判別手段により車輛の挙動がオーバステア状態であると判別されるときには車輛の挙動が主としてヨーモーメントにより制御されるよう前記目標ヨーモーメント及び前記目標前後力の決定態様を変更し、前記挙動状態判別手段により車輛の挙動がアンダステア状態であると判別されるときには車輛の挙動が主として前後力により制御されるよう前記目標ヨーモーメント及び前記目標前後力の決定態様を変更することを特徴とする車輛の挙動制御装置。

【請求項3】 請求項1又は2の車輛の挙動制御装置に於て、前記挙動制御装置は各輪の摩擦円の大きさを求める手段を有し、前記制動力制御手段は前記目標ヨーモーメント及び前記目標前後力を達成するための各輪の制動力の大きさを演算する制動力配分決定手段を含み、前記制動力配分決定手段は前記挙動状態判別手段により車輛の挙動がオーバステア状態であると判別される場合に於て少なくとも一輪の制動力の大きさが該車輪の摩擦円の大きさを越えるときには前記目標ヨーモーメントの達成を優先して左右輪の制動力の大きさを配分することを特徴とする車輛の挙動制御装置。

【請求項4】 請求項1又は2の車輛の挙動制御装置に於て、前記挙動制御装置は各輪の摩擦円の大きさを求める手段を有し、前記制動力制御手段は前記目標ヨーモーメント及び前記目標前後力を達成するための各輪の制動力の大きさを演算する制動力配分決定手段を含み、前記制動力配分決定手段は前記挙動状態判別手段により車輛の挙動がアンダステア状態であると判別される場合に於て少なくとも一輪の制動力の大きさが該車輪の摩擦円の大きさを越えるときには前記目標前後力の達成を優先して左右輪の制動力の大きさを配分することを特徴とする車輛の挙動制御装置。

【請求項5】 請求項1又は2の車輛の挙動制御装置に於て、前記挙動制御装置は各輪の摩擦円の大きさを求める手段を有し、前記制動力制御手段は前記目標ヨーモー

2

メント及び前記目標前後力を達成するための各輪の制動力の大きさを演算する制動力配分決定手段を含み、前記制動力配分決定手段は前記挙動状態判別手段により車輛の挙動がオーバステア状態であると判別されるときには、後輪の摩擦円の大きさ及び車輛の諸元より求められる

「後輪の制動力によって発生するヨーモーメントが後輪の横力が低下することにより減少するヨーモーメントより大きくなる最大制動力」と前輪の摩擦円の大きさ内に於ける最大制動力との比に基づいて前後輪の制動力の大きさを配分することを特徴とする車輛の挙動制御装置。

【請求項6】 請求項1又は2の車輛の挙動制御装置に於て、前記挙動制御装置は各輪の摩擦円の大きさを求める手段を有し、前記制動力制御手段は前記目標ヨーモーメント及び前記目標前後力を達成するための各輪の制動力の大きさを演算する制動力配分決定手段を含み、前記制動力配分決定手段は前記挙動判別手段により車輛の挙動がアンダステア状態であると判別されるときには、前輪及び後輪の摩擦円の大きさの比に基づいて前後輪の制動力の大きさを配分することを特徴とする車輛の挙動制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、自動車等の車輛の旋回時に於けるドリフトアウトやスピンの如き好ましくない挙動を抑制し低減する挙動制御装置に係る。

## 【0002】

【従来の技術】 自動車等の車輛の旋回時に於ける挙動を制御する装置の一つとして、例えば特開平3-112754号公報に記載されている如く、車速が限界車速を越える場合には実ヨーレートが限界ヨーレートになるような態様にて限界車速まで低下するよう自動ブレーキ手段を制御するよう構成された挙動制御装置が従来より知られており、特に車速と限界車速との偏差に応じた目標減速度及び実ヨーレートと限界ヨーレートとの偏差に応じた目標ヨーモーメントが達成されるよう各輪の制動力が決定されるよう構成された挙動制御装置が従来より知られている。

【0003】 かかる挙動制御装置によれば、車輛を常に車輪のグリップ域内にて走行させることにより旋回時に於けるスピンやドリフトアウトの如き好ましくない挙動を防止することができ、また車輛の回頭性を向上させることができる。

## 【0004】

【発明が解決しようとする課題】 一般に車輛の旋回時の挙動を安定化させるための最適なヨーモーメントの大きさ及び減速度の大きさは車輛の挙動状態、即ちオーバステア状態（スピン状態）かアンダステア状態（ドリフトアウト状態）かによって異なる。しかるに上記公報に記載された従来の挙動制御装置に於ては、目標ヨーモーメント及び目標減速度を決定するに際し車輛の挙動状態が

3

考慮されておらず、そのため車輛の挙動状態に応じた最適のヨーモーメント及び前後力を発生させることができず、従って必しも効果的に且効率的に挙動を制御することができないという問題がある。

【0005】本発明は、従来の挙動制御装置に於ける上述の如き問題に鑑みてなされたものであり、本発明の主要な課題は、車輛の挙動状態に応じて最適の目標ヨーモーメント及び目標前後力を求めることにより、車輛の挙動を効果的に且効率的に制御することである。

【0006】

【課題を解決するための手段】上述の如き主要な課題は、本発明によれば、請求項1の構成、即ち車輛の挙動を検出する手段と、車輛の目標挙動を設定する目標挙動設定手段と、車輛の挙動が前記目標挙動となるよう各輪の制動力を制御する制動力制御手段とを有し、前記制動力制御手段は車輛の挙動に基づいて車輛の目標ヨーモーメントを求める目標ヨーモーメント決定手段と、車輛の挙動に基づいて車輛の目標前後力を求める目標前後力決定手段とを含む車輛の挙動制御装置に於て、車輛の挙動がアンダステア状態かオーバステア状態かを判別する挙動状態判別手段と、前記挙動状態判別手段の判別結果に基づいて前記目標ヨーモーメント決定手段による目標ヨーモーメントの決定態様及び前記目標前後力決定手段による目標前後力の決定態様を変更する変更手段とを有していることを特徴とする車輛の挙動制御装置によって達成される。

【0007】また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、請求項1の構成に於て、前記変更手段は前記挙動状態判別手段により車輛の挙動がオーバステア状態であると判別されるときには車輛の挙動が主としてヨーモーメントにより制御されるよう前記目標ヨーモーメント及び前記目標前後力の決定態様を変更し、前記挙動状態判別手段により車輛の挙動がアンダステア状態であると判別されるときには車輛の挙動が主として前後力により制御されるよう前記目標ヨーモーメント及び前記目標前後力の決定態様を変更するよう構成される（請求項2の構成）。

【0008】また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、請求項1又は2の構成に於て、前記挙動制御装置は各輪の摩擦円の大きさを求める手段を有し、前記制動力制御手段は前記目標ヨーモーメント及び前記目標前後力を達成するための各輪の制動力の大きさを演算する制動力配分決定手段を含み、前記制動力配分決定手段は前記挙動状態判別手段により車輛の挙動がオーバステア状態であると判別される場合に於て少なくとも一輪の制動力の大きさが該車輪の摩擦円の大きさを越えるときには前記目標ヨーモーメントの達成を優先して左右輪の制動力の大きさを配分するよう構成される（請求項3の構成）。

【0009】また本発明によれば、上述の主要な課題を

4

効果的に達成すべく、請求項1又は2の構成に於て、前記挙動制御装置は各輪の摩擦円の大きさを求める手段を有し、前記制動力制御手段は前記目標ヨーモーメント及び前記目標前後力を達成するための各輪の制動力の大きさを演算する制動力配分決定手段を含み、前記制動力配分決定手段は前記挙動状態判別手段により車輛の挙動がアンダステア状態であると判別される場合に於て少なくとも一輪の制動力の大きさが該車輪の摩擦円の大きさを越えるときには前記目標前後力の達成を優先して左右輪の制動力の大きさを配分するよう構成される（請求項4の構成）。

10

【0010】また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、請求項1又は2の構成に於て、前記挙動制御装置は各輪の摩擦円の大きさを求める手段を有し、前記制動力制御手段は前記目標ヨーモーメント及び前記目標前後力を達成するための各輪の制動力の大きさを演算する制動力配分決定手段を含み、前記制動力配分決定手段は前記挙動状態判別手段により車輛の挙動がオーバステア状態であると判別されるときには、後輪の摩擦円の大きさ及び車輛の諸元より求められる「後輪の制動力によって発生するヨーモーメントが後輪の横力が低下することにより減少するヨーモーメントより大きくなる最大制動力」と前輪の摩擦円の大きさ内に於ける最大制動力との比に基づいて前後輪の制動力の大きさを配分するよう構成される（請求項5の構成）。

20

【0011】また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、請求項1又は2の構成に於て、前記挙動制御装置は各輪の摩擦円の大きさを求める手段を有し、前記制動力制御手段は前記目標ヨーモーメント及び前記目標前後力を達成するための各輪の制動力の大きさを演算する制動力配分決定手段を含み、前記制動力配分決定手段は前記挙動判別手段により車輛の挙動がアンダステア状態であると判別されるときには、前輪及び後輪の摩擦円の大きさの比に基づいて前後輪の制動力の大きさを配分するよう構成される（請求項6の構成）。

30

【0012】

【作用】上述の請求項1の構成によれば、目標ヨーモーメント決定手段による目標ヨーモーメントの決定態様及び目標前後力決定手段による目標前後力の決定態様が挙動状態判別手段の判別結果に基づいて変更手段によって変更され、これにより車輛の挙動がアンダステア状態であるかオーバステア状態であるかに応じて目標ヨーモーメント及び目標前後力が最適に決定されるので、アンダステア状態又はオーバステア状態の挙動を制御するために最適のヨーモーメント及び前後力が発生され、これにより車輛の挙動が効果的に且効率的に制御される。

40

【0013】特に上述の請求項2の構成によれば、車輛の挙動がオーバステア状態であるときには車輛の挙動が主としてヨーモーメントにより制御されるよう目標ヨーモーメント及び目標前後力が求められ、これにより車輛

50



5

の挙動が主としてアンチスピンモーメントによって制御されるので、車輛の減速をできるだけ回避しつつ車輛の挙動が効果的に制御され、また車輛の挙動がアンドステア状態であるときには車輛の挙動が主として前後力により制御されるよう目標ヨーモーメント及び目標前後力が求められ、これにより車輛の挙動が主として減速によって制御されるので、スピンの誘発を招来することなく車輛の挙動が効果的に制御される。

【0014】また上述の請求項3の構成によれば、車輛の挙動がオーバステア状態である場合に於て少なくとも一輪の制動力の大きさが該車輪の摩擦円の大きさを越えるときには、制動力配分決定手段により目標ヨーモーメントの達成を優先して左右輪の制動力の大きさを配分が決定され、これによりアンチスピンモーメントが効果的に且つ効率的に発生されるので、車輛のスピン状態が効果的に且つ効率的に抑制される。

【0015】また上述の請求項4の構成によれば、車輛の挙動がアンドステア状態である場合に於て少なくとも一輪の制動力の大きさが該車輪の摩擦円の大きさを越えるときには、制動力配分決定手段により目標前後力の達成を優先して左右輪の制動力の大きさを配分が決定され、これにより車輛が効果的に且つ効率的に減速されるので、車輛のドリフトアウト状態が効果的に且つ効率的に抑制される。

【0016】また上述の請求項5の構成によれば、車輛の挙動がオーバステア状態であるときには、後輪の摩擦円の大きさと及び車輛の諸元より求められる「後輪の制動力によって発生するヨーモーメントが後輪の横力が低下することにより減少するヨーモーメントより大きくなる最大制動力」と前輪の摩擦円の大きさ内に於ける最大制動力との比に基づいて制動力配分決定手段により前後輪の制動力の大きさが配分されるので、前後輪の制動力の大きさが最も効果的なアンチスピンモーメントを発生するよう設定され、これにより車輛のスピン状態が効果的に且つ効率的に抑制される。

【0017】また上述の請求項6の構成によれば、車輛の挙動がアンドステア状態であるときには、制動力配分決定手段により前輪及び後輪の摩擦円の大きさの比に基づいて前後輪の制動力の大きさが配分されるので、前後輪の制動力の大きさが最適に設定され、これにより車輛のドリフトアウト状態が効果的に且つ効率的に抑制される。

【0018】

【好ましい実施態様】本発明の一つの好ましい実施態様によれば、車輛の挙動がアンドステア状態かオーバステア状態かを判別する挙動状態判別手段は、車輛の横すべりを表す物理量に基づき車輛の挙動がアンドステア状態か否かを判別し、車輛のヨーレートを表す物理量に基づき車輛の挙動がオーバステア状態か否かを判別するよう構成される。

6

【0019】またオーバステア状態に於ける車輛の挙動はアンドステア状態に於ける車輛の挙動に比して不安定であるので、本発明の他の一つの好ましい実施態様によれば、挙動状態判別手段はまず車輛の挙動がオーバステア状態か否かを判別し、これが否定判別のときには車輛の挙動がアンドステア状態か否かを判別するよう構成される。

【0020】また本発明の更に他の一つの好ましい実施態様によれば、左右前輪は操舵輪であると共に駆動輪であり、制動力配分決定手段は挙動状態判別手段により車輛の挙動がオーバステア状態であると判別される場合に於て少なくとも一輪の制動力の大きさが該車輪の摩擦円の大きさを越えるときには、左右前輪の駆動力を考慮し目標ヨーモーメントの達成を優先して左右輪の制動力の大きさを配分するよう構成される。

【0021】また本発明の一つの詳細な特徴によれば、上述の請求項1又は2の構成に於て、挙動制御装置は各輪の摩擦円の大きさを求める手段を有し、制動力制御手段は目標ヨーモーメント及び目標前後力を達成するための各輪の制動力の大きさを演算する制動力配分決定手段を含み、制動力配分決定手段は挙動状態判別手段により車輛の挙動がオーバステア状態であると判別される場合に於て少なくとも一輪の制動力の大きさが該車輪の摩擦円の大きさを越えるときには目標ヨーモーメントの達成を優先して左右輪の制動力の大きさを配分し、挙動状態判別手段により車輛の挙動がアンドステア状態であると判別される場合に於て少なくとも一輪の制動力の大きさが該車輪の摩擦円の大きさを越えるときには目標前後力の達成を優先して左右輪の制動力の大きさを配分するよう構成される。

【0022】また本発明の他の一つの詳細な特徴によれば、上述の請求項1又は2の構成に於て、挙動制御装置は各輪の摩擦円の大きさを求める手段を有し、制動力制御手段は目標ヨーモーメント及び目標前後力を達成するための各輪の制動力の大きさを演算する制動力配分決定手段を含み、制動力配分決定手段は挙動状態判別手段により車輛の挙動がオーバステア状態であると判別される場合に於て少なくとも一輪の制動力の大きさが該車輪の摩擦円の大きさを越えるときには目標ヨーモーメントの達成を優先して左右輪の制動力の大きさを配分し、挙動状態判別手段により車輛の挙動がオーバステア状態であると判別される場合に於て全ての車輪の制動力の大きさが対応する車輪の摩擦円の大きさ以下であるときには後輪の摩擦円の大きさ及び車輛の諸元より求められる「後輪の制動力によって発生するヨーモーメントが後輪の横力が低下することにより減少するヨーモーメントより大きくなる最大制動力」と前輪の摩擦円の大きさ内に於ける最大制動力との比に基づいて前後輪の制動力の大きさを配分するよう構成される。

【0023】また本発明の更に他の一つの詳細な特徴に

7

よれば、上述の請求項 1 又は 2 の構成に於て、挙動制御装置は各輪の摩擦円の大きさを求める手段を有し、制動力制御手段は目標ヨーモーメント及び目標前後力を達成するための各輪の制動力の大きさを演算する制動力配分決定手段を含み、制動力配分決定手段は挙動状態判別手段により車輛の挙動がアンダステア状態であると判別される場合に於て少なくとも一輪の制動力の大きさが該車輪の摩擦円の大きさを越えるときには目標前後力の達成を優先して左右輪の制動力の大きさを配分し、前記挙動判別手段により車輛の挙動がアンダステア状態であると判別される場合に於て全ての車輪の制動力の大きさが対応する車輪の摩擦円の大きさ以下であるときには前輪及び後輪の摩擦円の大きさの比に基づいて前後輪の制動力の大きさを配分するよう構成される。

【0024】また本発明の更に他の一つの詳細な特徴によれば、上述の請求項 1 又は 2 の構成に於て、挙動制御装置は各輪の摩擦円の大きさを求める手段を有し、制動力制御手段は目標ヨーモーメント及び目標前後力を達成するための各輪の制動力の大きさを演算する制動力配分決定手段を含み、制動力配分決定手段は挙動状態判別手段により車輛の挙動がオーバステア状態であると判別される場合に於て少なくとも一輪の制動力の大きさが該車輪の摩擦円の大きさを越えるときには目標ヨーモーメントの達成を優先して左右輪の制動力の大きさを配分し、挙動状態判別手段により車輛の挙動がアンダステア状態であると判別される場合に於て全ての車輪の制動力の大きさが対応する車輪の摩擦円の大きさ以下であるときには後輪の摩擦円の大きさ及び車輛の諸元より求められる「後輪の制動力によって発生するヨーモーメントが後輪の横力が低下することにより減少するヨーモーメントより大きくなる最大制動力」と前輪の摩擦円の大きさ内に於ける最大制動力との比に基づいて前後輪の制動力の大きさを配分し、挙動判別手段により車輛の挙動がアンダステア状態であると判別される場合に於て全ての車輪の制動力の大きさが対応する車輪の摩擦円の大きさ以下であるときには前輪及び後輪の摩擦円の大きさの比に基づいて前後輪の制動力の大きさを配分するよう構成される。

【0025】

【制動力の配分方法】実施例の説明に先立ち、本発明の理解が容易になるよう、本発明に於ける左右輪及び前後輪への制動力の配分方法について説明する。

(1) 左右輪への配分

図 8 に示されている如く、ホイールベースが 0 にされた左右二輪の車輛モデルが横加速度  $G_y$  にて左旋回している状態を考えると、荷重移動により外輪 100out の摩

8

擦円 102out は内輪 100in の摩擦円 102in よりも大きい。特に車輛の質量を  $m$  とし、重力加速度を  $g$  とし、車輛の重心  $O$  の高さを  $h$  とし、トレッドを  $t$  とすると、内輪及び外輪の摩擦円半径  $F_{inmax}$  及び  $F_{outmax}$  はそれぞれ下記の数 1 及び数 2 にて表される。

【0026】

【数 1】  $F_{inmax} = m \cdot g / 2 - m \cdot G_y \cdot h / t$

【数 2】  $F_{outmax} = m \cdot g / 2 + m \cdot G_y \cdot h / t$

【0027】従って図 9 に示されている如く、横軸にモーメント  $M$  を取り縦軸に前後力  $F_x$  を取ると、制動力のみにより車輛に与え得るヨーモーメント及び前後力は図 8 に於て実線のハッチングが施された矩形の領域（制御可能範囲）になる。特に目標ヨーモーメント  $M_t$  及び目標前後力  $F_x$  が上記制御可能範囲内にあるときには、目標ヨーモーメント及び目標前後力を座標とする点より内輪制動力の軸及び外輪制動力の軸に下した垂線の足の値として内輪及び外輪の目標制動力が一義的に求められる。

【0028】これに対し目標ヨーモーメント  $M_t$  及び目標前後力  $F_x$  が上記制御可能範囲外にあるときには、内輪及び外輪の目標制動力を如何に決定するかが問題となる。一般に車輛の挙動がオーバステア状態（スピン状態）である場合に於て車輛の挙動を安定化させるためには、車輛にアンチスピンモーメントを与えることが効果的であるので、本発明によれば目標ヨーモーメント  $M_t$  の達成を優先させて制動力の左右輪への配分が決定される。

【0029】従って点  $P_1 \sim P_7$  を図 9 に示された点とすると、目標ヨーモーメント  $M_t$  及び目標前後力  $F_x$  が四角形  $P_1 - P_4 - P_6 - P_7$  の領域（以下「スピン領域」という）にあるときには、目標ヨーモーメント及び目標前後力を座標とする点を前後力の軸に平行に外輪制動力の軸上へ移動した点の座標として内輪の目標制動力（= 0）及び外輪の目標制動力が決定される。

【0030】また一般に車輛の挙動がアンダステア状態（ドリフトアウト状態）である場合に於て車輛の挙動を安定化させるためには、減速（減速による荷重移動（旋回を補助する方向のモーメントが発生する）及び車速低下）が効果的であるので、本発明によれば目標前後力  $F_x$  の達成を優先させて制動力の左右輪への配分が決定される。

【0031】従って目標ヨーモーメント及び目標前後力が点  $P_2$ 、 $P_3$  を通りモーメント  $M$  の軸に平行な二つの直線の間であり且つ点  $P_5$  と点  $P_3$  とを結ぶ直線より下方の領域（以下「ドリフトアウト領域」という）にあるときには、目標ヨーモーメント及び目標前後力を座標とする点をモーメントの軸に平行に線分  $P_2 P_3$  上へ移動した点の座標として内輪及び外輪の目標制動力が決定される。

【0032】尚後述の実施例に於ては、目標ヨーモーメ

9

ント $M_t$  及び目標前後力 $F_x$  は上記制御可能範囲、スピン領域、ドリフトアウト領域以外の領域の値には演算されないが、目標ヨーモーメント及び目標前後力が制御可能範囲、スピン領域、ドリフトアウト領域以外の領域の値に演算される場合には、その値の座標に実質的に最も近い制御可能範囲の境界上の点に対応する目標制動力に決定される。

【0033】例えば目標ヨーモーメント及び目標前後力が点 $P_6$ と点 $P_7$ とを結ぶ直線より下方であって外輪制動力の軸より上方であり且つ線分 $P_6P_4$ より左方の領域にあるときには、内輪及び外輪の目標制動力は点 $P_4$ の座標に決定され、目標ヨーモーメント及び目標前後力が外輪制動力の軸より下方であり点 $P_5$ と点 $P_3$ とを結ぶ直線より上方であり且つ点 $P_3$ と点 $P_4$ とを結ぶ直線より下方の領域であるときには、目標ヨーモーメント及び目標前後力を座標とする点を外輪制動力の軸に平行に線分 $P_3P_4$ 上へ移動した点の座標として内輪及び外輪の目標制動力が決定される。

【0034】また目標ヨーモーメント及び目標前後力が三角形 $P_1P_2P_5$ の領域にあるときには、それらを座標とする点を外輪制動力の軸に平行に内輪制動力の軸上へ移動した点の座標として内輪の目標制動力及び外輪の目標制動力(=0)が決定され、目標ヨーモーメント及び目標前後力が点 $P_2$ を通りモーメントの軸に平行な直線より上方であって点 $P_5$ と点 $P_3$ と結ぶ直線より下方の領域にあるときは、点 $P_2$ の座標として内輪及び外輪の目標制動力が決定され、目標ヨーモーメント及び目標前後力が点 $P_3$ を通りモーメントの軸に平行な直線より下方であり且つ点 $P_5$ と点 $P_3$ とを結ぶ直線より下方の領域にあるときには、点 $P_3$ の座標として内輪及び外輪の目標制動力が決定される。

【0035】但し車輛のオーバステア状態を制御する場合には制動力の付与による横力の減少が問題となるので、例えば図10に示されている如く内輪及び外輪の制動力は対応する車輪の摩擦円半径の $1/3$ 以下に設定されることが好ましく、制動力が摩擦円半径の $1/3$ であれば横力の減少は5%程度に抑えられる。

【0036】また車輛が前輪駆動車である場合の如く操舵輪としての前輪に駆動力が与えられる場合には、車輛に与え得るヨーモーメント及び前後力は図11に於て実線のハッチングが施された領域になり、制御可能範囲は制動力のみによる場合の制御可能範囲よりも拡大する。アンダステア状態の車輛挙動に対しては車輪の駆動力を用いても意味がないが、オーバステア状態の車輛挙動に対しては車輪の駆動力を用いることにより車輛により大きいアンチスピンモーメントを与えしかも車輛の減速度を低減することが可能になる。

## (2) 前後輪への配分

オーバステア状態に対する挙動制御に於ては、旋回外側前輪の制動力が大きければ大きいほど車輛に与えられる

10

アンチスピンモーメントが大きくなるので、前輪の前後力(制動力)の最大値 $F_{xfmax}$ は図12に示されている如くその車輪の摩擦円半径となり、前輪についての路面の摩擦係数を $\mu_f$ とし前輪の荷重を $W_f$ とすると下記の数3にて表される。

$$\text{【数3】 } F_{xfmax} = \mu_f * W_f$$

【0037】また後輪に制動力が与えられる場合には、制動力によって与えられるモーメントと横力が低下することによって減少するモーメントとの両方を考慮して制動力を決定する必要がある。換言すれば、図12に示されている如く、制動力 $F_{xrmax}$ と横力 $F_y$ との合力 $F_r$ の作用方向が車輛の上方より見て車輛の重心 $O$ と後輪の接地点 $P$ とを結ぶ直線に対し垂直な方向であり、しかも合力 $F_r$ の大きさが後輪の摩擦円半径に等しくなるよう後輪の制動力の最大値 $F_{xrmax}$ が決定されなければならない。従って重心 $O$ と後輪の回転軸線との間の車輛前後方向の距離を $B$ とし、後輪についての路面の摩擦係数を $\mu_r$ とし、後輪の荷重を $W_r$ とすると、後輪の制動力の最大値は下記の数4にて表され、制動力は前後輪の制動力の最大値 $F_{xfmax}$ 及び $F_{xrmax}$ の比に応じて配分される。

$$\text{【数4】 } F_{xrmax} = \mu_r * W_r * (t/2) / (B^2 + t^2/4)^{1/2}$$

【0038】尚オーバステア状態の挙動制御に於ては、制動力は前後輪の摩擦円半径に比例する割合にて配分される。

## 【0039】

【実施例】以下に添付の図を参照しつつ、本発明を実施例について詳細に説明する。

【0040】図1は前輪駆動車に適用された本発明による挙動制御装置の一つの実施例を示す概略構成図、図2は図1に示された実施例の制動装置を電気式制御装置と共に示す概略構成図である。

【0041】図1に於て、2FL、2FR、2RL、2RRはそれぞれ左右前輪及び左右後輪を示しており、これらの車輪の制動力は制動装置10の油圧回路3によりホイールシリンダ38FL、38FR、38RL、38RRの制動圧が制御されることによって制御されるようになっている。後に詳細に説明する如く、油圧回路3はブレーキペダル12の踏み込み操作に応じて又は電気式制御装置50のマイクロコンピュータ52によって制御されることよりホイールシリンダ38FL、38FR、38RL、38RRの制動圧を制御する。

【0042】操舵輪であり駆動輪でもある左右前輪2FL及び2FRは、図には示されていないステアリングホイールの回転に応じて操舵され、またエンジン4の出力がトランスミッション5を介して駆動軸6FL及び6FRへ伝達されることによって駆動される。エンジン4の出力はアクセルペダル7の踏み込み量に応じてマイクロコンピュータ52によりスロットルバルブ8を駆動するスロット

11

ルアクチュエータ 9 が制御されることによって制御され、これにより左右前輪 2 FL 及び 2 FR の駆動力が制御される。

【 0 0 4 3 】図 2 に詳細に示されている如く、制動装置 1 0 は運転者によるブレーキペダル 1 2 の踏み込み操作にตอบสนองしてブレーキオイルを第一及び第二のポートより圧送するマスタシリンダ 1 4 を有し、第一のポートは前輪用のブレーキ油圧制御導管 1 6 により左右前輪用のブレーキ油圧制御装置 1 8 及び 2 0 に接続され、第二のポートは途中にプロポーションバルブ 2 2 を有する後輪用のブレーキ油圧制御導管 2 4 により左右後輪用のブレーキ油圧制御装置 2 6 及び 2 8 に接続されている。また制動装置 1 0 はリザーバ 3 0 に貯容されたブレーキオイルを汲み上げ高圧のオイルとして高圧導管 3 2 へ供給するオイルポンプ 3 4 を有している。高圧導管 3 2 は各ブレーキ油圧制御装置 1 8、2 0、2 6、2 8 に接続され、またその途中にはアクムレータ 3 6 が接続されている。

【 0 0 4 4 】各ブレーキ油圧制御装置 1 8、2 0、2 6、2 8 はそれぞれ対応する車輪に対する制動力を制御するホイールシリンダ 3 8 FL、3 8 FR、3 8 RL、3 8 RR と、3 ポート 2 位置切換え型の電磁式の制御弁 4 0 FL、4 0 FR、4 0 RL、4 0 RR と、リザーバ 3 0 に接続された低圧導管 4 2 と高圧導管 3 2 との間に設けられた常開型の電磁式の開閉弁 4 4 FL、4 4 FR、4 4 RL、4 4 RR 及び常閉型の電磁式の開閉弁 4 6 FL、4 6 FR、4 6 RL、4 6 RR とを有している。それぞれ開閉弁 4 4 FL、4 4 FR、4 4 RL、4 4 RR と開閉弁 4 6 FL、4 6 FR、4 6 RL、4 6 RR との間の高圧導管 3 2 は接続導管 4 8 FL、4 8 FR、4 8 RL、4 8 RR により制御弁 4 0 FL、4 0 FR、4 0 RL、4 0 RR に接続されている。

【 0 0 4 5 】制御弁 4 0 FL 及び 4 0 FR はそれぞれ前輪用のブレーキ油圧制御導管 1 6 とホイールシリンダ 3 8 FL 及び 3 8 FR とを連通接続し且つホイールシリンダ 3 8 FL 及び 3 8 FR と接続導管 4 8 FL 及び 4 8 FR との連通を遮断する図示の第一の位置と、ブレーキ油圧制御導管 1 6 とホイールシリンダ 3 8 FL 及び 3 8 FR との連通を遮断し且つホイールシリンダ 3 8 FL 及び 3 8 FR と接続導管 4 8 FL 及び 4 8 FR とを連通接続する第二の位置とに切替わるようになっている。同様に 4 0 RL 及び 4 0 RR はそれぞれ後輪用のブレーキ油圧制御導管 2 4 とホイールシリンダ 3 8 RL 及び 3 8 RR とを連通接続し且つホイールシリンダ 3 8 RL 及び 3 8 RR と接続導管 4 8 RL 及び 4 8 RR との連通を遮断する図示の第一の位置と、ブレーキ油圧制御導管 2 4 とホイールシリンダ 3 8 RL 及び 3 8 RR との連通を遮断し且つホイールシリンダ 3 8 RL 及び 3 8 RR と接続導管 4 8 RL 及び 4 8 RR とを連通接続する第二の位置とに切替わるようになっている。

【 0 0 4 6 】制御弁 4 0 FL、4 0 FR、4 0 RL、4 0 RR が第二の位置にある状況に於て開閉弁 4 4 FL、4 4 FR、4 4 RL、4 4 RR 及び開閉弁 4 6 FL、4 6 FR、4 6 RL、4 6 RR が開閉弁 4 4 FL、4 4 FR、4 4 RL、4 4 RR が閉弁され開閉弁 4 6 FL、4 6 FR、4 6 RL、4 6 RR が開弁されると、ホイールシリンダは制御弁 4 0 FL、4 0 FR、4 0 RL、4 0 RR を介して高圧導管 3 2 と連通接続され、これによりホイールシリンダ内の圧力が増圧される。逆に制御弁が第二の位置にある状況に於て開閉弁 4 4 FL、4 4 FR、4 4 RL、4 4 RR が開弁され開閉弁 4 6 FL、4 6 FR、4 6 RL、4 6 RR が閉弁されると、ホイールシリンダは高圧導管 3 2 及び低圧導管 4 2 の何れとも遮断され、これによりホイールシリンダ内の圧力がそのまま保持される。

12

4 RL、4 4 RR 及び開閉弁 4 6 FL、4 6 FR、4 6 RL、4 6 RR が図示の状態に制御されると、ホイールシリンダ 3 8 FL、3 8 FR、3 8 RL、3 8 RR は制御弁 4 0 FL、4 0 FR、4 0 RL、4 0 RR 及び接続導管 4 8 FL、4 8 FR、4 8 RL、4 8 RR を介して高圧導管 3 2 と連通接続され、これによりホイールシリンダ内の圧力が増圧される。逆に制御弁が第二の位置にある状況に於て開閉弁 4 4 FL、4 4 FR、4 4 RL、4 4 RR が閉弁され開閉弁 4 6 FL、4 6 FR、4 6 RL、4 6 RR が開弁されると、ホイールシリンダは制御弁 4 0 FL、4 0 FR、4 0 RL、4 0 RR を介して低圧導管 4 2 と連通接続され、これによりホイールシリンダ内の圧力が減圧される。更に制御弁が第二の位置にある状況に於て開閉弁 4 4 FL、4 4 FR、4 4 RL、4 4 RR 及び開閉弁 4 6 FL、4 6 FR、4 6 RL、4 6 RR が閉弁されると、ホイールシリンダは高圧導管 3 2 及び低圧導管 4 2 の何れとも遮断され、これによりホイールシリンダ内の圧力がそのまま保持される。

【 0 0 4 7 】かくして制動装置 1 0 は、制御弁 4 0 FL、4 0 FR、4 0 RL、4 0 RR が第一の位置にあるときにはホイールシリンダ 3 8 FL、3 8 FR、3 8 RL、3 8 RR により運転者によるブレーキペダル 1 2 の踏み込み量に応じた制動力を発生し、制御弁 4 0 FL、4 0 FR、4 0 RL、4 0 RR の何れかが第二の位置にあるときには当該車輪の開閉弁 4 4 FL、4 4 FR、4 4 RL、4 4 RR 及び開閉弁 4 6 FL、4 6 FR、4 6 RL、4 6 RR を開閉制御することにより、ブレーキペダル 1 2 の踏み込み量及び他の車輪の制動力に拘わりなくその車輪の制動力を制御し得るようになっていく。

【 0 0 4 8 】制御弁 4 0 FL、4 0 FR、4 0 RL、4 0 RR、開閉弁 4 4 FL、4 4 FR、4 4 RL、4 4 RR 及び開閉弁 4 6 FL、4 6 FR、4 6 RL、4 6 RR は後に詳細に説明する如く電気式制御装置 5 0 により制御される。電気式制御装置 5 0 はマイクロコンピュータ 5 2 と駆動回路 5 4 とよりなっており、マイクロコンピュータ 5 2 は図 1 及び図 2 には詳細に示されていないが例えば中央処理ユニット (CPU) と、リードオンリメモリ (ROM) と、ランダムアクセスメモリ (RAM) と、入出力ポート装置とを有し、これらが双方向性のコモンバスにより互いに接続された一般的な構成のものであつてよい。

【 0 0 4 9 】マイクロコンピュータ 5 2 の入出力ポート装置には車速センサ 5 6 より車速 V を示す信号、実質的に車体の重心に設けられた横加速度センサ 5 8 より車体の横加速度 G<sub>y</sub> を示す信号、ヨーレートセンサ 6 0 より車体のヨーレート  $\dot{\gamma}$  を示す信号、操舵角センサ 6 2 より操舵角  $\theta$  を示す信号、実質的に車体の重心に設けられた前後加速度センサ 6 4 より車体の前後加速度 G<sub>x</sub> を示す信号、アクセルペダルセンサ 6 6 よりアクセルペダル 7 の踏み込み量 Accp を示す信号、回転数センサ 6 8 よりエンジン回転数 Ne を示す信号、シフトポジションセンサ 7 0 よりトランスミッション 5 の変速段 (変速比 R<sub>t</sub>) を示す信号、圧力センサ 7 2 FL、7 2 FR、7 2 RL、

13

7 2 RRよりホイールシリンダ3 8 FL、3 8 FR、3 8 RL、3 8 RR内の圧力(制動圧) PFL、PFR、PRL、PRRを示す信号が入力されるようになっている。尚横加速度センサ5 8等は車輛の左旋回方向を正として横加速度等を検出するようになっている。

【0 0 5 0】またマイクロコンピュータ5 2のROMは後述の如く種々の制御フロー及びマップを記憶しており、CPUは上述の種々のセンサにより検出されたパラメータに基づき後述の如く種々の演算を行って車輛の挙動がアンダステア状態又はオーバステア状態であるか否かを判別し、その判別結果に応じて車輛の目標ヨーモーメントMt及び目標前後力Ftを演算し、これらに基づき車輛の旋回挙動を安定化させるための各輪の制動力を演算し、その演算結果に基づき各輪の制動力を制御して車輛の旋回挙動を安定化させるようになっている。

【0 0 5 1】次に図3に示されたゼネラルフローチャートを参照して図示の実施例による車輛の旋回挙動制御の概要について説明する。尚図3に示されたフローチャートによる制御は図には示されていないイグニッションスイッチの閉成により開始され、所定の時間毎に繰返し実行される。

【0 0 5 2】まずステップ1 0に於ては車速センサ5 6により検出された車速Vを示す信号等の読み込みが行われ、ステップ2 0に於ては横加速度Gyと車速V及びヨーレート $\gamma$ の積 $V * \gamma$ との偏差 $Gy - V * \gamma$ として横加速度の偏差、即ち車輛の横すべり加速度Vydが演算され、横加速度の偏差Vydが積分されることにより車体の横すべり速度Vyが演算され、車体の前後速度Vx(=車速V)に対する車体の横すべり速度Vyの比 $Vy / Vx$ として車体のスリップ角 $\beta$ が演算される。また車体のスリップ角 $\beta$ の微分値として車体のスリップ角速度 $\beta d$ が演算される。

【0 0 5 3】ステップ3 0に於ては、a及びbをそれぞれ正の定数として車体のスリップ角 $\beta$ 及びスリップ角速度 $\beta d$ の線形和 $a * \beta + b * \beta d$ の絶対値が基準値 $\beta c$ (正の定数)を越えているか否かの判別、即ち車輛がスピン状態にあるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ1 0 0へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ4 0へ進む。

【0 0 5 4】ステップ4 0に於ては横加速度Gyが正であるか否かの判別、即ち車輛が左旋回状態にあるか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ5 0に於てCspinを正の定数として下記の数5の係数Csが-Cspinに設定され、否定判別が行われたときにはステップ6 0に於て係数CsがCspinに設定される。ステップ7 0に於ては目標ヨーモーメントMtが下記の数5に従って演算されると共に、目標前後力FtがFtc(定数)に設定される。

【数5】 $Mt = (|a * \beta + b * \beta d| - \beta c) * Cs$

【0 0 5 5】ステップ8 0に於ては前述の数1及び数2

14

に従って内輪及び外輪の摩擦円半径Finmax及びFoutmaxが演算されることにより、図1 1に対応する図6のマップの点P 2～P 5が決定され、またアクセルペダル7の踏み込み量Accp及びエンジン回転数Neに基づき図には示されていないマップよりエンジン4の出力トルクTeが演算され、出力トルクTe及びトランスミッション5の変速段、即ち変速比Rtに基づき図には示されていないマップより内輪及び外輪の駆動力Fdin及びFdoutが演算されることにより、点P 1'、P 4'、P 6'が決定され、かくして決定された図6のマップに基づき前述の要領にて外輪の制動力Foutが決定される。ステップ9 0に於ては図4に示されたルーチンに従って外輪の制動力Foutが前後輪に配分され、これにより旋回外輪側の前後輪の目標制動力が演算される。

【0 0 5 6】ステップ1 0 0に於てはKhをスタビリティファクタとし、Lをホイールベースとして下記の数6に従って基準ヨーレート $\gamma c$ が演算されると共に、Tを時定数としsをラプラス演算子として下記の数7に従って目標ヨーレート $\gamma t$ が演算される。

【0 0 5 7】

【数6】 $\gamma c = V * \theta * (1 + Kh * V^2) * L$

【数7】 $\gamma t = \gamma c / (1 + T * s)$

【0 0 5 8】ステップ1 1 0に於ては目標ヨーレート $\gamma t$ の絶対値と車輛の実ヨーレート $\gamma$ の絶対値との偏差 $|\gamma t| - |\gamma|$ が基準値 $\gamma c$ (正の定数)を越えているか否かの判別、即ち車輛がドリフトアウト状態にあるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ1 0へ戻り、肯定判別が行われたときにはステップ1 2 0へ進む。

【0 0 5 9】ステップ1 2 0に於ては横加速度Gyが正であるか否かの判別、即ち車輛が左旋回状態にあるか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ1 3 0に於て後述の係数Kが1に設定され、否定判別が行われたときにはステップ1 4 0に於て係数Kが-1に設定される。ステップ1 5 0に於ては目標ヨーモーメントMtがMtcを定数として $K * Mtc$ に設定されると共に、目標前後力Ftが下記の数8に従って演算される。

【数8】 $Ft = (|\gamma t| - |\gamma| - \gamma c) * Cd$

【0 0 6 0】ステップ1 6 0に於ては前述の数1及び数2に従って内輪及び外輪の摩擦円半径Finmax及びFoutmaxが演算され、これらの摩擦円半径の1/3の値に基づき図1 0に対応する図7のマップの点P 2'～P 6'が決定され、かくして決定された図7のマップに基づき前述の要領にて内輪及び外輪の制動力Fin及びFoutが決定される。ステップ1 7 0に於ては図5に示されたルーチンに従って内輪の制動力Fin及び外輪の制動力Foutがそれぞれ前後輪に配分され、これにより各輪の目標制動力が演算される。

【0 0 6 1】ステップ1 8 0に於てはステップ9 0又は1 7 0に於て演算された各輪の目標制動力に基づき各輪

15

のホイールシリンダ38i (i=FL, FR, RL, RR) の目標制動圧Ptiが図には示されていないマップより演算され、またデューティ比Driが下記の数9に従って演算される。尚下記の数9に於て、Kp及びKdは制動圧のフィードバック制御に於ける比例項及び微分項の比例定数である。

$$\text{【数9】 } Dri = Kp * (Pi - Pti) + Kd * d(Pi - Pti) / dt$$

【0062】またステップ180に於ては制動圧が増減されるべき車輪の制御弁40iに対し制御信号が出力されることによってその制御弁が第二の位置に切換え設定されると共に、その車輪の旋回外輪の開閉弁に対しデューティ比Driに対応する制御信号が出力されることによりホイールシリンダ38iに対するアキュムレータ圧の給排が制御され、これにより制動圧が増減されることによって制動力が目標制動力に制御される。

【0063】尚この場合デューティ比Driが負の基準値と正の基準値との間の値であるときには上流側の開閉弁が第二の位置に切換え設定され且つ下流側の開閉弁が第一の位置に保持されることにより、対応するホイールシリンダ内の圧力が保持され、デューティ比が正の基準値以上のときには旋回外輪の上流側及び下流側の開閉弁が図1に示された位置に制御されることにより、対応するホイールシリンダへアキュムレータ圧が供給されることによって該ホイールシリンダ内の圧力が増圧され、デューティ比が負の基準値以下であるときには旋回外輪の上流側及び下流側の開閉弁が第二の位置に切換え設定されることにより、対応するホイールシリンダ内のブレーキオイルが低压導管42へ排出され、これにより該ホイールシリンダ内の圧力が減圧される。

【0064】次に図4及び図5に示されたフローチャートを参照してそれぞれスピン制御及びドリフトアウト制御の場合の前後輪への制動力の配分ルーチンについて説明する。

【0065】ステップ92に於てはmf及びmrをそれぞれ車輪の前輪側及び後輪側の質量とし車輪のCfrを前輪のロール剛性配分として前後加速度Gx及び横加速度Gyに基づき下記の数10及び数11に従ってそれぞれ旋回内輪側の前輪及び後輪の荷重Wfin及びWrinが演算されると共に、前後加速度Gx及び横加速度Gyに基づき下記の数12及び数13に従ってそれぞれ旋回外輪側の前輪及び後輪の荷重Wfout及びWroutが演算される。

【0066】

$$\text{【数10】 } Wfin = mf * g / 2 - m * Gx * h - Cfr * m * Gy * h / t$$

$$\text{【数11】 } Wrin = mr * g / 2 + m * Gx * h - (1 - Cfr) * m * Gy * h / t$$

$$\text{【数12】 } Wfout = mf * g / 2 - m * Gx * h + Cfr * m * Gy * h / t$$

$$\text{【数13】 } Wrout = mr * g / 2 + m * Gx * h + (1$$

16

$$- Cfr) * m * Gy * h / t$$

【0067】ステップ94に於ては $\mu_{inf}$ 及び $\mu_{inr}$ をそれぞれ旋回内輪側の前輪及び後輪についての路面の摩擦係数として前述の数3及び数4に対応する下記の数14及び数15に従ってそれぞれ旋回内輪側の前輪及び後輪に発生させ得る制動力の最大値Finfmax及びFinrmaxが演算されると共に、 $\mu_{outf}$ 及び $\mu_{outr}$ をそれぞれ旋回外輪側の前輪及び後輪についての路面の摩擦係数として前述の数3及び数4に対応する下記の数16及び数17に従ってそれぞれ旋回外輪側の前輪及び後輪に発生させ得る制動力の最大値Foutfmax及びFoutrmaxが演算される。

【0068】

$$\text{【数14】 } Finfmax = \mu_{inf} * Wfin$$

$$\text{【数15】 } Finrmax = \mu_{inr} * Wrin$$

$$\text{【数16】 } Foutfmax = \mu_{outf} * Wfout$$

$$\text{【数17】 } Foutrmax = \mu_{outr} * Wrout * (t / 2) / (B^2 + t^2 / 4)^{1/2}$$

【0069】ステップ96に於ては下記の数18及び数19に従って制動力の最大値Finfmax及びFinrmaxに比例する割合にて内輪の制動力Finが配分されることにより旋回内輪側の前輪及び後輪の目標制動力Finf及びFinrが演算されると共に、下記の数20及び数21に従って制動力の最大値Foutfmax及びFoutrmaxに比例する割合にて外輪の制動力Foutが配分されることにより旋回外輪側の前輪及び後輪の目標制動力Foutf及びFoutrが演算される。

【0070】

【数18】

$$\text{【数18】 } Finf = Fin * Finfmax / (Finfmax + Finrmax)$$

【数19】

$$Finr = Fin * Finrmax / (Finfmax + Finrmax)$$

$$\text{【数20】 } Foutf = Fout * Foutfmax / (Foutfmax + Foutrmax)$$

$$\text{【数21】 } Foutr = Fout * Foutrmax / (Foutfmax + Foutrmax)$$

【0071】一方ステップ172～174もそれぞれ上述のステップ92～96と同様に実行されるが、ステップ174に於ては旋回内輪側の後輪に発生させ得る制動力の最大値Finrmaxは下記の数22に従って演算される。

$$\text{【数22】 } Finrmax = \mu_{inr} * Wrin$$

【0072】かくして図示の実施例に於ては、ステップ20に於て車体のスリップ角 $\beta$ 及びスリップ角速度 $\beta d$ が演算され、ステップ30に於てこれらに基づき車輪がスピン状態あるか否かの判別が行われ、車輪がスピン状態にはないときにはステップ100に於て目標ヨーレート $r_t$ が演算され、ステップ110に於て車輪がドリフトアウト状態にあるか否かの判別が行われ、車輪がドリフトアウト状態にはないときにはステップ10へ戻る。

17

従ってこの場合にはステップ40～90又はステップ120～180は実行されず、これにより各車輪の制動圧がマスタシリンダ圧、従ってブレーキペダル12の踏込み量に応じて制御される。

【0073】これに対し車輛がスピン状態になると、ステップ30に於て肯定判別が行われ、ステップ70に於てスピン状態に応じて目標ヨーモーメント $M_t$ が演算されると共に目標前後力 $F_t$ が一定値に設定され、ステップ80に於て目標ヨーモーメント $M_t$ の達成が優先されるよう目標ヨーモーメント及び目標前後力に基づき旋回外輪の制動力が決定され、ステップ90に於てアンチスピンモーメントが最も効果的に且つ効率的に発生されるよう旋回外輪の制動力が旋回外輪側の前後輪に配分され、ステップ180に於て旋回外輪側の前後輪の制動力が目標制動力に制御され、これにより車輛のスピン状態が効果的に且つ効率的に制御される。

【0074】また車輛がドリフトアウト状態になると、ステップ110に於て肯定判別が行われ、ステップ150に於て目標ヨーモーメント $M_t$ が一定値に設定されると共に目標前後力 $F_t$ がドリフトアウト状態に応じて設定され、ステップ160に於て目標前後力の達成が優先されるよう目標ヨーモーメント及び目標前後力に応じて旋回内輪及び外輪の制動力が決定され、ステップ170に於て旋回内輪及び外輪の制動力がそれぞれ前後輪の摩擦円半径の比率に応じて配分され、ステップ180に於て各輪の制動力が目標制動力に制御され、これにより車輛のドリフトアウト状態が効果的に且つ効率的に制御される。

【0075】尚上述の実施例に於ては、車輛が前輪駆動車であり、車輛の挙動がスピン状態であるときには、前輪の駆動力を考慮して図11に示されたグラフに対応するマップより目標ヨーモーメント $M_t$ 及び目標前後力 $F_x$ が演算されるようになっているが、車輛が後輪駆動車である場合には、車輛の挙動がスピン状態である場合に於ける目標ヨーモーメント及び目標前後力は図9に示されたグラフに対応するマップより演算される。

【0076】また上述の実施例に於ては、車輛の挙動がスピン状態であるときには旋回外輪側の前後輪にのみ制動力が与えられるようになっているが、旋回内輪側の車輪にも制動力が与えられ、内輪の制動力と外輪の制動力との差により車輛にアンチスピンモーメントが与えられてもよい。

【0077】以上に於ては本発明を特定の実施例について詳細に説明したが、本発明はかかる実施例に限定されるものではなく、本発明の範囲内にて他の種々の実施例が可能であることは当業者にとって明かであろう。

【0078】例えば上述の実施例に於ては、車輛の挙動がドリフトアウト状態であるときには、図10に示されている如く制御可能範囲は内輪及び外輪の摩擦円半径の $1/3$ に基づき設定されるようになっているが、摩擦円

18

半径に対する補正係数は $1/3$ 以外の値であってもよい。

【0079】また上述の実施例に於ては、各輪についての摩擦係数 $\mu_{outf}$ 、 $\mu_{outr}$ 、 $\mu_{inf}$ 、 $\mu_{inr}$ は定数であるが、路面の状況に拘らず各輪に発生させ得る制動力の大きさが正確に演算されるよう、例えば車輛の横加速度の大きさ等より車輛全体としての摩擦係数 $\mu$ が演算され、この摩擦係数 $\mu$ に基づき各輪についての摩擦係数が補正されてもよい。

【0080】

【発明の効果】以上の説明より明かである如く、本発明の請求項1の構成によれば、車輛の挙動がアンダステア状態であるかオーバステア状態であるかに応じて目標ヨーモーメント及び目標前後力が最適に決定され、アンダステア状態又はオーバステア状態の挙動を制御するために最適のヨーモーメント及び前後力が発生されるので、車輛の挙動を効果的に且つ効率的に制御することができる。

【0081】また請求項2の構成によれば、車輛の挙動がオーバステア状態であるときには車輛の挙動が主としてアンチスピンモーメントによって制御されるので、車輛の減速をできるだけ回避しつつ車輛の挙動を効果的に制御することができ、また車輛の挙動がアンダステア状態であるときには車輛の挙動が主として減速によって制御されるので、スピンの誘発を招来することなく車輛の挙動を効果的に制御することができる。

【0082】また請求項3の構成によれば、車輛の挙動がオーバステア状態である場合に於て少なくとも一輪の制動力の大きさが該車輪の摩擦円の大きさを越えるときには、目標ヨーモーメントの達成が優先されるよう左右輪の制動力の大きさの配分が決定され、これによりアンチスピンモーメントが効果的に且つ効率的に発生されるので、車輛のスピン状態を効果的に且つ効率的に抑制することができる。

【0083】また請求項4の構成によれば、車輛の挙動がアンダステア状態である場合に於て少なくとも一輪の制動力の大きさが該車輪の摩擦円の大きさを越えるときには、目標前後力の達成が優先されるよう左右輪の制動力の大きさの配分が決定され、これにより車輛が効果的に且つ効率的に減速されるので、車輛のドリフトアウト状態を効果的に且つ効率的に抑制することができる。

【0084】また請求項5の構成によれば、車輛の挙動がオーバステア状態であるときには前後輪の制動力の大きさが最も効果的なアンチスピンモーメントを発生するよう設定されるので、車輛のスピン状態を効果的に且つ効率的に抑制することができる。

【0085】また請求項6の構成によれば、車輛の挙動がアンダステア状態であるときには前輪及び後輪の摩擦円の大きさの比に基づいて前後輪の制動力の大きさが配分され、前後輪の制動力の大きさが最適に設定されるの

で、車輛のドリフトアウト状態を効果的に且つ効率的に抑制することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】前輪駆動車に適用された本発明による挙動制御装置の一つの実施例を示す概略構成図である。

【図2】図1に示された実施例の制動装置を電気式制御装置と共に示す概略構成図である。

【図3】図示の実施例に於ける挙動制御を示すゼネラルフローチャートである。

【図4】図3に示されたゼネラルフローチャートのステップ90に於ける制動力の前後輪への配分ルーチンを示すフローチャートである。

【図5】図3に示されたゼネラルフローチャートのステップ170に於ける制動力の前後輪への配分ルーチンを示すフローチャートである。

【図6】車輛の挙動がオーバステア状態である場合についてモーメントM及び前後力F<sub>x</sub>と内輪及び外輪の制動力F<sub>in</sub>、F<sub>out</sub>との間の関係及び実施例に於ける外輪の制動力の求め方を示すグラフである。

【図7】車輛の挙動がアンダステア状態である場合についてモーメントM及び前後力F<sub>x</sub>と内輪及び外輪の制動力F<sub>in</sub>、F<sub>out</sub>との間の関係及び実施例に於ける内輪及び外輪の制動力の求め方を示すグラフである。

【図8】左右二輪の車輛モデルを左旋回時について示す説明図である。

【図9】車輛の挙動がオーバステア状態である場合についてモーメントM及び前後力F<sub>x</sub>と内輪及び外輪の制動力F<sub>in</sub>、F<sub>out</sub>との間の関係及び本発明に於ける内輪及び外輪の制動力の求め方を示すグラフである。

【図10】車輛の挙動がアンダステア状態である場合に

ついてモーメントM及び前後力F<sub>x</sub>と内輪及び外輪の制動力F<sub>in</sub>、F<sub>out</sub>との間の関係及び本発明に於ける内輪及び外輪の制動力の求め方を示すグラフである。

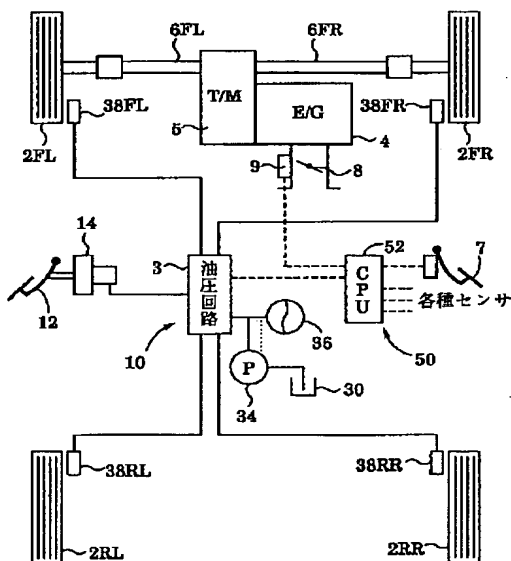
【図11】前輪が駆動される車輛の挙動がオーバステア状態である場合についてモーメントM及び前後力F<sub>x</sub>と内輪及び外輪の制動力F<sub>in</sub>、F<sub>out</sub>との間の関係及び本発明に於ける内輪及び外輪の制動力の求め方を示すグラフである。

【図12】車輛の挙動がオーバステア状態である場合について制動力の前後輪への配分要領を示す説明図である。

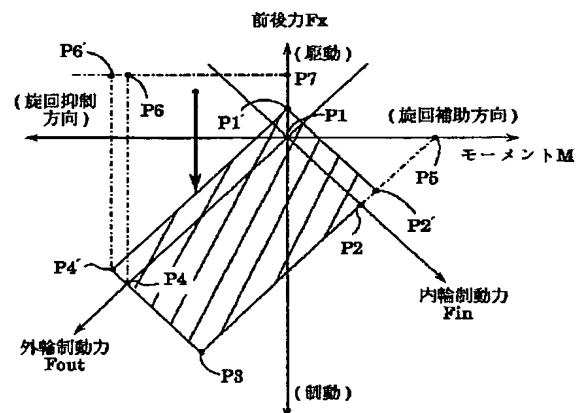
【符号の説明】

- 3…油圧回路
- 4…エンジン
- 5…トランスミッション
- 10…制動装置
- 14…マスタシリンダ
- 18、20、26、28…ブレーキ油圧制御装置
- 34…オイルポンプ
- 38FL、38FR、38RL、38RR…ホイールシリンダ
- 40FL、40FR、40RL、40RR…制御弁
- 44FL、44FR、44RL、44RR…開閉弁
- 46FL、46FR、46RL、46RR…開閉弁
- 50…電気式制御装置
- 56…車速センサ
- 58…横加速度センサ
- 60…ヨーレートセンサ
- 62…操舵角センサ
- 64…前後加速度センサ
- 72FL～72RR…圧力センサ

【図1】

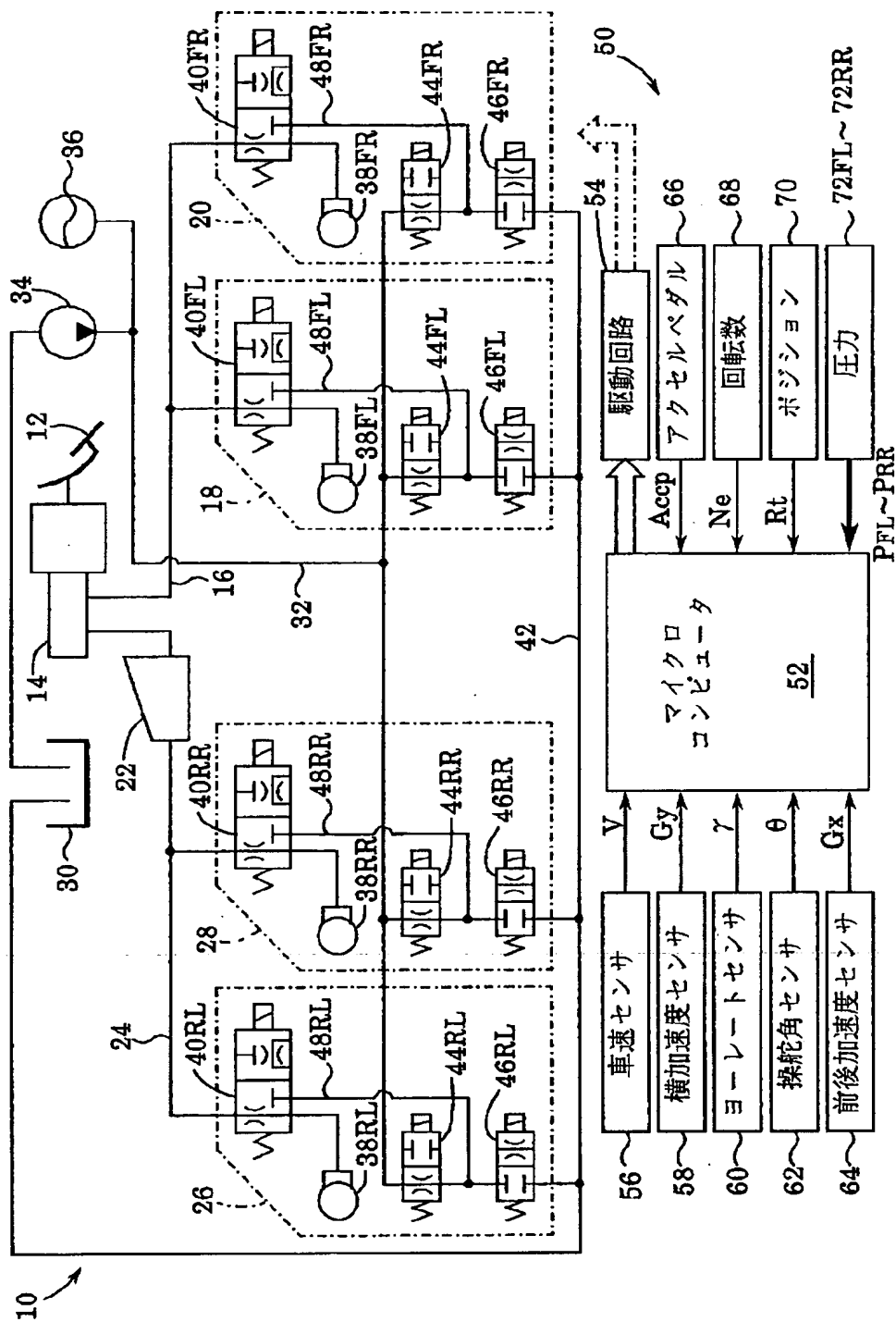


【図6】

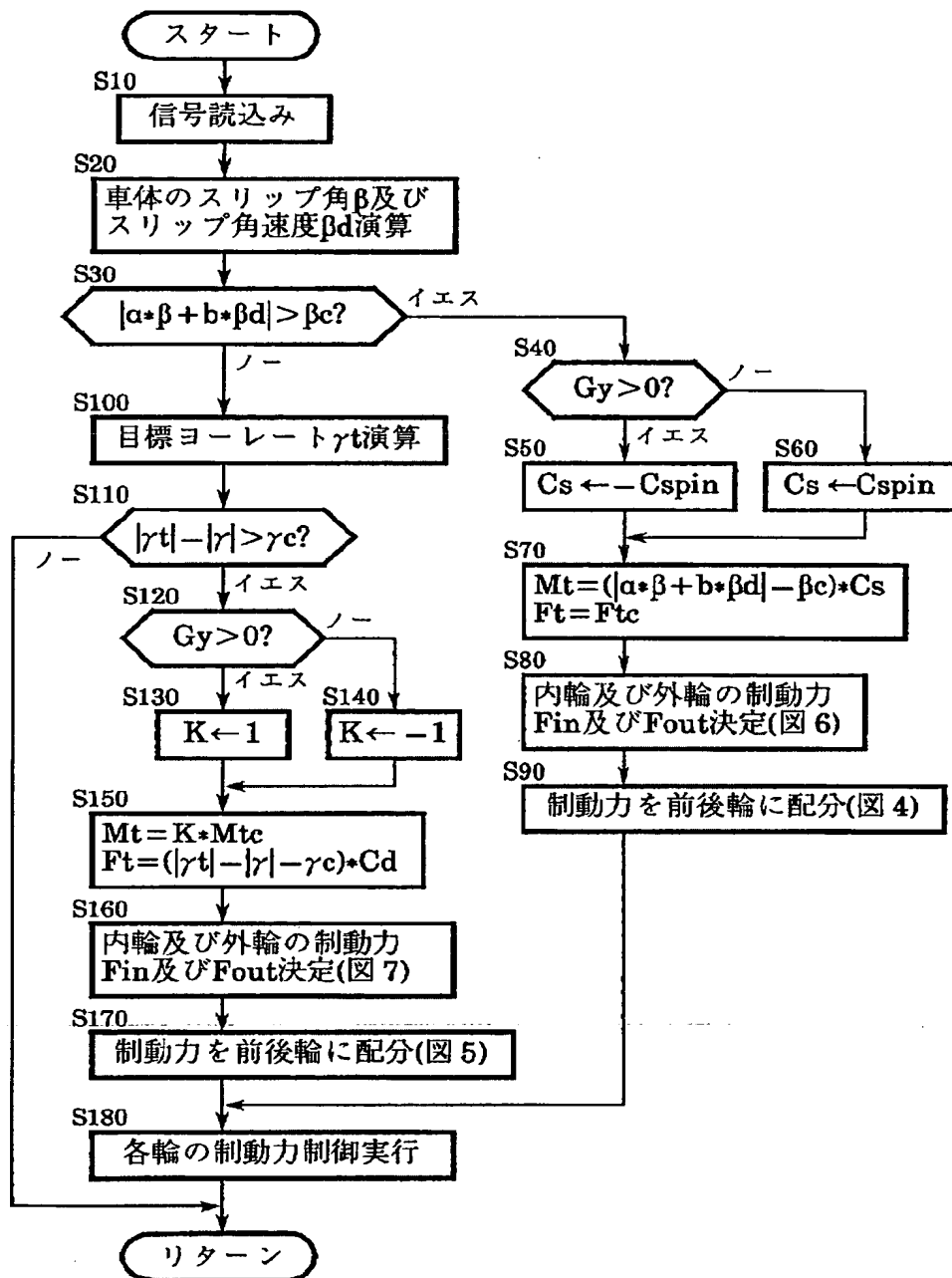




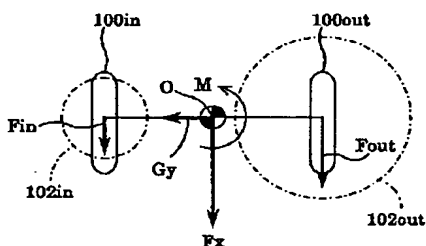
【図2】



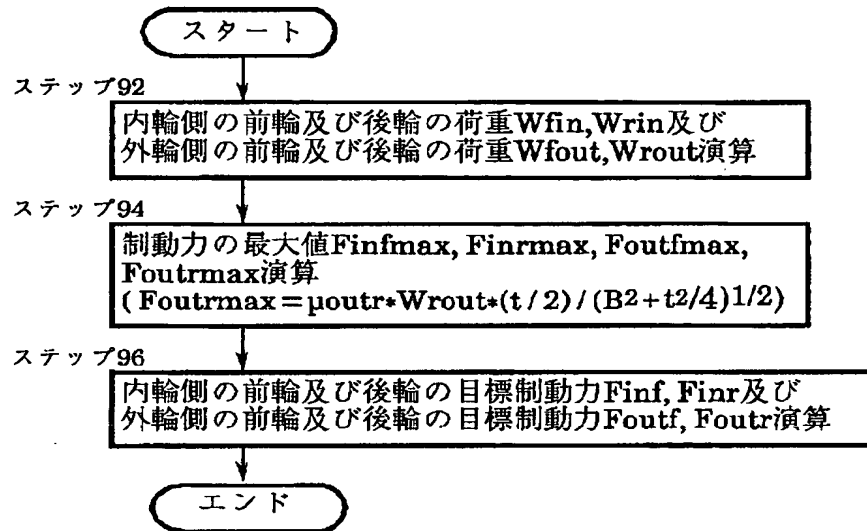
【図 3】



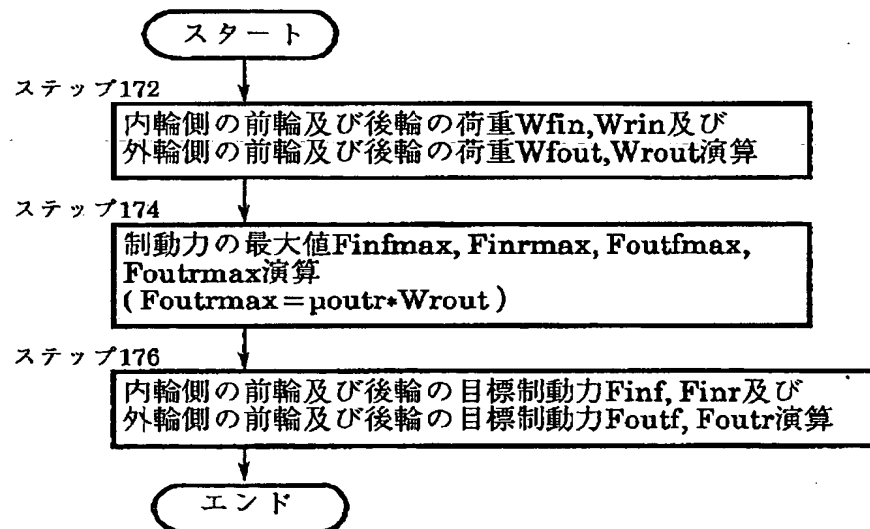
【図 8】



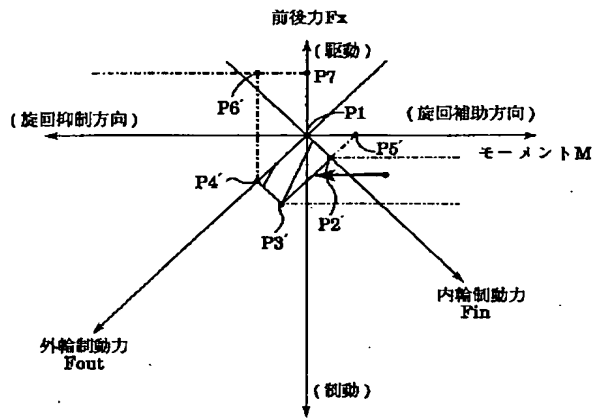
【図4】



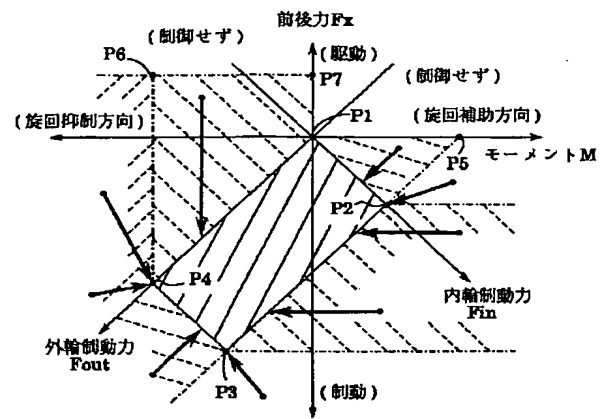
【図5】



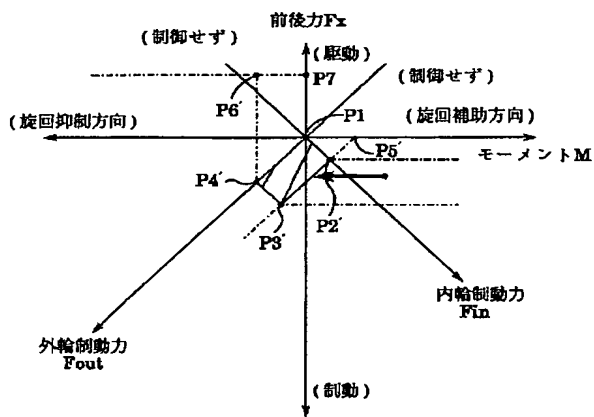
【図 7】



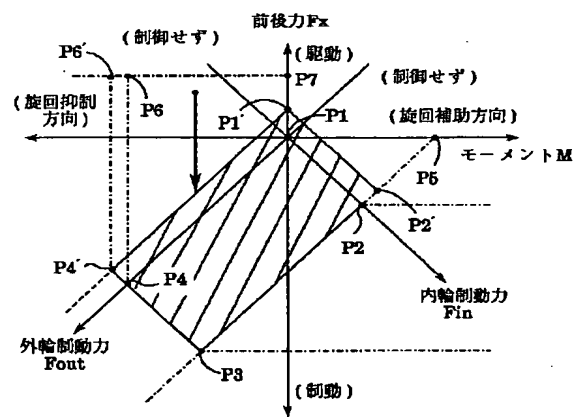
【図 9】



【図 10】



【図 11】



【図 12】

